



PROJETO DE GRADUAÇÃO

**AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA OPERACIONAL
DE TUBOS DE IMERSÃO EM SEPARADOR
CICLÔNICO**

Victhor Hugo Pereira de Araújo

Brasília, julho de 2013

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA OPERACIONAL
DE TUBOS DE IMERSÃO EM SEPARADOR
CICLÔNICO**

Victhor Hugo Pereira de Araújo

*Relatório submetido ao Departamento de Engenharia
Mecânica como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico*

Banca Examinadora

Prof. Antonio Francisco Parentes Fortes, ENM/UnB <i>Orientador</i>	_____
Prof. Taygoara Felamingo de Oliveira, ENM/UnB <i>Examinador interno</i>	_____
Prof. Rafael Glaber Gontijo, ENM/UnB <i>Examinador interno</i>	_____

Dedicatória

*Dedico esse trabalho aos meus pais, Aguiamar e Nilda, pelo dom da vida e apoio incondicional.
Ao meu irmão Arthur, minha namorada Gabriela e ao grande amigo Samir Falcão Gomes (in
memoriam).*

Victhor Hugo Pereira de Araújo

Agradecimentos

Agradeço ao Departamento de Engenharia Mecânica - UnB pela estrutura disponibilizada e pelo suporte pessoal e técnico necessário ao desenvolvimento desse trabalho e no decorrer de toda a graduação.

Agradeço aos professores e funcionários do EnM-UnB, pelo acolhimento e pela amizade, em especial aos professores Antonio Cesar Pinho Brasil Junior, Antonio Francisco Parentes Fortes e José Luiz Alves da Fontoura Rodrigues.

Agradeço à Votorantim Cimentos pela oportunidade de desenvolver este trabalho utilizando de um caso real em uma de suas unidades.

Agradeço ao Grupo Tecnomont pelo incentivo, apoio e confiança para o desenvolvimento deste.

Victhor Hugo Pereira de Araújo

RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo numérico da influência do comprimento do tubo de imersão de separadores ciclônicos para a queda de pressão e da eficiência global do separador ciclônico instalado no quarto estágio de uma linha de produção na Votorantim Cimentos, localizada em Sobradinho, DF. Um estudo preliminar foi realizado para comparar os resultados obtidos a partir da literatura com cálculos numéricos usando o código Fluent[®].

ABSTRACT

This work presents a numerical study of the influence of the gas outlet tube length of cyclone separators on the pressure drop and overall efficiency of cyclone separator installed in the fourth stage of a production line at Votorantim Cimentos, located at Sobradinho, DF. A preliminary study was conducted to compare the results obtained from the literature with numerical computations using the Fluent[®] code.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	MOTIVAÇÃO	1
1.1.1	LEITOS FLUIDIZADOS NA INDÚSTRIA CIMENTEIRA	2
1.1.2	TORRE DE CICLONES	2
1.1.3	O PROBLEMA: PREVISÃO OPERACIONAL DE SEPARADORES CICLÔNICOS.....	4
1.2	OBJETIVOS	5
1.2.1	OBJETIVO GERAL.....	5
1.2.2	OBJETIVO ESPECÍFICO.....	6
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	7
2.1	FENÔMENOS DA FLUIDIZAÇÃO	7
2.2	SEPARADORES CICLÔNICOS	9
2.3	ESCOAMENTO TURBULENTO	12
2.4	ASPECTOS RELEVANTES NO PROJETO DE SEPARADORES CICLÔNICOS	14
2.4.1	DISTRIBUIÇÃO DE DIÂMETRO DE PARTÍCULA	14
2.4.2	VELOCIDADE	14
2.4.3	QUEDA DE PRESSÃO	16
2.4.4	EFICIÊNCIA DE SEPARAÇÃO	16
2.5	TÉCNICAS DE SOLUÇÃO DO PROBLEMA.....	17
2.5.1	CORRELAÇÕES ALGÉBRICAS OU MODELOS SIMPLIFICADOS	18
2.5.2	ENSAIOS EXPERIMENTAIS	20
2.5.3	TÉCNICAS NUMÉRICAS MODERNAS	20
3	METODOLOGIA.....	22
3.1	ANÁLISE EMPÍRICA DE DIMENSIONAMENTO	22
3.1.1	QUEDA DE PRESSÃO	22
3.1.2	EFICIÊNCIA DE SEPARAÇÃO	25
3.2	MODELAGEM DE TURBULÊNCIA	26
3.2.1	EQUAÇÕES GOVERNANTES.....	28
3.2.2	EQUAÇÕES MÉDIAS DE REYNOLDS.....	28
3.2.3	MODELOS DE TURBULÊNCIA	29
3.3	MODELAGEM DA FASE PARTICULADA.....	32
3.4	MÉTODO NUMÉRICO DE DISCRETIZAÇÃO	34
3.5	VALIDAÇÃO	35
3.5.1	GEOMETRIA E CONDIÇÕES DE CONTORNO	35
3.5.2	CONVERGÊNCIA DE MALHA	37
3.5.3	VELOCIDADE TANGENCIAL.....	39
3.5.4	VARIAÇÃO DA VELOCIDADE DE ENTRADA	39

4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	42
4.1	GEOMETRIA E CONDIÇÕES DE CONTORNO	42
4.2	CONVERGÊNCIA DE MALHA	43
4.3	VARIAÇÃO DO COMPRIMENTO DO TUBO DE IMERSÃO	46
4.3.1	VARIAÇÃO DA VELOCIDADE DE ENTRADA	47
4.3.2	VARIAÇÃO DA CARGA DE SÓLIDOS	49
5	CONCLUSÕES.....	51
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	52

LISTA DE FIGURAS

1.1	Torre de ciclones em fase de montagem, VC-Rio Branco do Sul/PR, Julho de 2012.....	1
1.2	Fluxograma de produção Cimento Portland (CEMBUREAU, 1999).....	2
1.3	Fluxograma Operacional Torre de Ciclones (FLSmith, 2012).....	3
1.4	Torre de Ciclones, VC-Sobradinho/DF, Março de 2013	4
1.5	Painel de Controle da linha W3, VC-Sobradinho/DF, Março de 2013	5
2.1	Missão de descoberta espacial, a paz do universo, o furacão, o vulcão, o coração humano ou até mesmo a água “pura” ou o céu na pintura de Van Gogh são de fato diferentes formas de escoamento multifásico	7
2.2	Regimes de escoamento gás-sólido	8
2.3	Tamanho das partículas de alguns materiais e métodos adequados para remoção.....	10
2.4	Esboço operacional de um separador ciclônico, ou abreviadamente, ciclone. As dimensões básicas são indicadas no esboço à direita e descritas na tabela 2.1.	10
2.5	Processo em cascata, com espectro de vórtices. Os turbilhões que contêm energia são denotados por l_0 ; l_1 e l_2 indicam o tamanho dos turbilhões no subdomínio inercial tal que $l_2 < l_1 < l_0$; l_η é o tamanho dos turbilhões dissipativos.	13
2.6	Esboço de um ciclone de entrada tangencial com o padrão de fluxo indicado. As direções das coordenadas são mostradas, sendo normalmente o eixo z coincidente ao eixo do ciclone. À direita, as distribuições radiais das componentes de velocidade do gás tangencial e axial são esboçados. C_L corresponde ao eixo central do separador.	15
2.7	Os métodos numéricos complementam as análises teóricas e os ensaios experimentais.	21
3.1	Comparação do padrão de velocidade entre a entrada tipo fenda e <i>scroll</i> completo.....	24
3.2	Superfície de Controle - CS.....	24
3.3	Escala de Turbulência e Abrangência dos Métodos de Solução	27
3.4	Volumes Finitos em uma Dimensão	35
3.5	Geometria da Validação.....	35
3.6	Vista em corte da malha típica no plano yz	37
3.7	Convergência de malha em função da queda de pressão - Validação	38
3.8	Convergência de malha em função da eficiência - Validação	39
3.9	Velocidade Tangencial - Validação.....	40
3.10	Queda de pressão em função da variação da velocidade de entrada - Validação.....	41
3.11	Eficiência em função da variação da velocidade de entrada - Validação	41
4.1	Geometria do Ciclone.	42
4.2	Dimensões do Ciclone.....	43
4.3	Convergência de malha em função da queda de pressão.....	45
4.4	Convergência de malha em função da eficiência.....	45
4.5	Eficiência em função da variação do comprimento do Tubo de Imersão	46
4.6	Queda de Pressão em função da variação do comprimento do Tubo de Imersão	47

4.7	Eficiência em função da variação do comprimento do Tubo de Imersão para variadas Velocidades de Entrada	48
4.8	Queda de Pressão em função da variação do comprimento do Tubo de Imersão para variadas Velocidades de Entrada	48
4.9	Eficiência em função da variação do comprimento do Tubo de Imersão para variadas Cargas de Sólidos	49
4.10	Queda de Pressão em função da variação do comprimento do Tubo de Imersão para variadas Cargas de Sólidos	50

LISTA DE TABELAS

2.1	Dimensões Básicas de um Ciclone	11
2.2	Funções distribuição de diâmetro de partícula	14
2.3	Modelos de velocidade tangencial no corpo do ciclone	18
2.4	Modelos para queda de pressão em ciclones, Δp	19
2.5	Modelos para a eficiência de separação com baixa carga de sólidos.....	19
2.6	Comparação entre as técnicas de solução.....	21
3.1	Dimensões Básicas do Caso - Validação.....	36
3.2	Condições de Contorno - Validação.....	36
3.3	Características da malha - Validação	37
3.4	Número de nós e resultados do teste de malha	38
4.1	Dimensões do Caso	42
4.2	Condições de Contorno	44
4.3	Número de nós e resultados do teste de malha	44

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

D	Diâmetro da seção cilíndrica	[mm]
H	Altura total do ciclone	[mm]
D_x	Diâmetro do tubo de imersão	[mm]
S	Comprimento do tubo de imersão	[mm]
a	Altura da entrada	[mm]
b	Largura da entrada	[mm]
H_c	Altura da seção cônica	[mm]
D_d	Diâmetro da saída de sólido	[mm]
x	Diâmetro da partícula	[mm]
t	Tempo	[s]
v	Velocidade	[m/s]
p	Pressão	[Pa]
C_L	Linha de centro	

Símbolos Gregos

$\eta(x)$	Eficiência fracional de separação	[%]
η_G	Eficiência global de separação	[%]
Δ	Variação entre duas grandezas similares	
ρ	Densidade	[m ³ /kg]
μ	Viscosidade	[m ² /s]

Grupos Adimensionais

Eu	Número de Euler
Fr	Número de Froude
Re	Número de Reynolds

Subscritos

G	gás
S	sólido
z	axial
a	alimentação
p	perdido
c	capturado
in	entrada

Sobrescritos

'	Variação temporal
—	Valor médio

Siglas

TPD	Toneladas de Produção Diária
CFD	Dinâmica dos Fluidos Computacional
DNS	Simulação Numérica Direta
LES	Simulação de Grandes Escalas
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
RSM	Reynolds Stress Model
FDM	Método das Diferenças Finitas
FVM	Método dos Volumes Finitos
FEM	Método dos Elementos Finitos
LDA	Anemometria Laser Doppler

1 INTRODUÇÃO

Este capítulo apresenta considerações gerais preliminares relacionadas à indústria cimenteira, com ênfase na perspectiva de crescimento, ao circuito de fabricação de cimento, sendo abordados os aspectos construtivos e funcionais sobre torres de ciclone.

1.1 MOTIVAÇÃO

Possíveis efeitos da crise econômica na Europa não frearam os investimentos na indústria da construção civil no Brasil. A Votorantim Cimentos (VC), uma das dez maiores produtoras globais e líder nacional, consolidou R\$ 5 bilhões em investimentos em novas fábricas no período de 2007 a 2013. Com isso, a empresa pretende aumentar sua capacidade de produção anual para 42 milhões de toneladas até o final de 2013, quando estarão operacionais 35 plantas no País. A necessidade de novas técnicas que proporcionem um aumento de produção e redução de custos é também crescente, e é o que motiva o presente trabalho.



Figura 1.1: Torre de ciclones em fase de montagem, VC-Rio Branco do Sul/PR, Julho de 2012

A fluidização estuda basicamente as interações físicas entre o fluido e as partículas em suspensão em um escoamento. Na fluidização, as partículas sólidas em suspensão em um gás ou líquido comportam-se com características similares a um fluido[1]. A mistura sólido-líquido ou sólido-gás resulta em processos de troca de calor e transporte de massa e momento significativamente mais elevados quando comparados aos escoamentos monofásicos. Na fabricação do cimento ocorre fluidização e transporte de partículas sólidas tanto nos processos de separação quanto no reaproveitamento dos gases quentes da calcinação usados no

pré-aquecimento da matéria prima crua. Por este motivo, é de grande relevância industrial a pesquisa de processos de fluidização capazes de maximizar a produção e a conseqüente redução de custos de produção de cimento.

1.1.1 Leitos Fluidizados na Indústria Cimenteira

Em uma planta de fabricação de cimento existem vários leitos fluidizados. Transporte de farinha crua do moinho para o silo de homogeneização, transporte de coque moído, combustíveis alternativos para o forno e transporte de cimento para o silo são alguns exemplos de leitos que podem ser encontrados. Entretanto, nenhum destes tem a importância para os processos modernos de fabricação de cimento como o pré aquecimento da farinha crua na torre de ciclones [2].

A figura 1.2 mostra os vários estágios da produção de cimento Portland. No centro da imagem (inserido no retângulo na cor vermelha) está a torre de ciclones (ou torre de pré aquecimento) que será abordada na subseção 1.1.2.

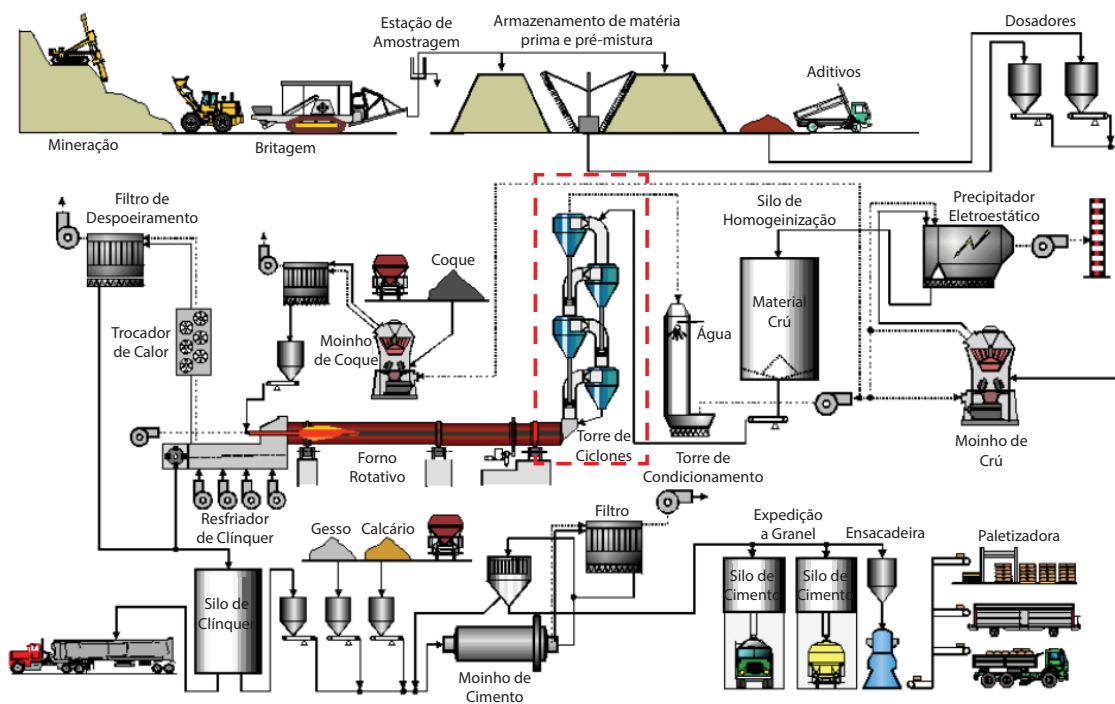


Figura 1.2: Fluxograma de produção Cimento Portland (CEMBUREAU, 1999)

1.1.2 Torre de Ciclones

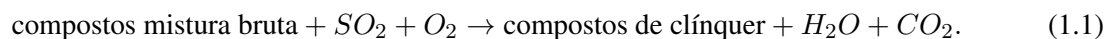
A torre de ciclones é parte do processo de fabricação do clínquer, produto intermediário do cimento. Por meio de um único tratamento térmico, uma mistura de minerais naturais não hidráulicos - calcário, quartzo, argilas e feldspato - é transformada em uma mistura de minerais hidraulicamente ativos: alite, belite, aluminato e ferrita.

Este tratamento térmico de aquecimento e de arrefecimento, responsável por esta transformação, é chamado *clinkering*, ou clinquerização, e envolve temperaturas de pico nos materiais de aproximadamente 1450 °C.

Este processo térmico contém os seguintes passos principais:

- 20-900 °C - Remoção de todos os tipos de H_2O , através do aquecimento do material;
- 600-900 °C - Calcinação (CO_2 expulsos);
- 800-1450 °C - Completada a reação, ocorre a recristalização do alite e belite.

O "calor teórico" cedido no processo é calculado a partir da análise química de clínquer. A partir desta calcula-se a quantidade de cada um dos compostos que formam o clínquer. Este conjunto é constituído por um coquetel de fases e um conjunto adicional de compostos que representam a disposição dos elementos menores no clínquer. Através de uma simplificação, uma equação representativa do processo pode ser elaborada da seguinte forma:



A equação química (1.1) corresponde ao balanço energético, que permite obter o calor de formação. No clínquer típico o valor de calor de formação é aproximadamente 1719 kJ/kg.

Entretanto, todo este calor não é cedido em uma única etapa. Com a finalidade de reduzir o consumo combustíveis (e consequentemente os custos operacionais) e diminuir a emissão de poluentes na atmosfera, ao longo de vários anos foram desenvolvidas tecnologias para o pré aquecimento do material da mistura crua através de troca de calor com os gases quentes oriundos da combustão no forno, onde a reação é completada.

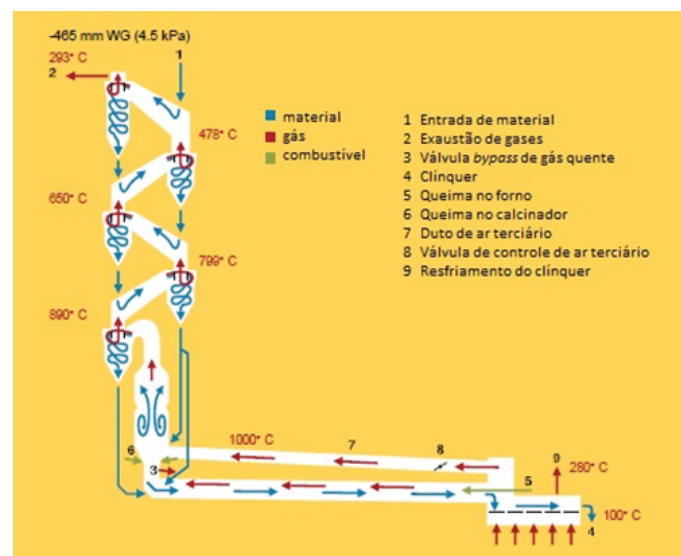


Figura 1.3: Fluxograma Operacional Torre de Ciclones (FLSmidth, 2012)

A torre de ciclones é, portanto, o ápice desta tecnologia em pré aquecimento. Por meio de recirculação de gás quente advindo do forno, a torre de ciclones promove o transporte de matéria-prima crua, e devido à diferença de temperaturas entre o gás e o sólido ocorre a troca de calor. Posteriormente, o ciclone efetua a separação gás-sólido para que o gás possa pré-aquecer outros estágios, enquanto o sólido é injetado no forno. A figura 1.3 apresenta de forma esquemática o funcionamento de uma torre de ciclones.

1.1.3 O Problema: Previsão Operacional de Separadores Ciclônicos

Diante da complexidade devido à interação entre o fluido e as partículas busca-se neste trabalho simular o processo de forma a obter elementos que permitam modificar os ciclones, e com isso maximizar sua produtividade.

A unidade Sobradinho-DF da Votorantim Cimentos pleiteia uma produção recorde na planta, e tem como um ponto de estrangulamento a produção de clínquer. Sendo este fator de estreita relação com a torre de ciclones, e esta com a geometria e condições operacionais dos ciclones, decide-se neste trabalho investigar os efeitos sobre a eficiência de separação e queda de pressão e sua relação com a dimensão do tubo de imersão do ciclone.



Figura 1.4: Torre de Ciclones, VC-Sobradinho/DF, Março de 2013

A figura 1.4 mostra a torre de ciclones da linha 3 unidade VC-Sobradinho/DF. Tal linha de produção tem capacidade de 3000 TPD e corresponde a mais de 60% da produção total da unidade. O ciclone

escolhido para avaliação é o quarto estágio. A figura 1.5 mostra uma vista típica do painel de controle com enfoque na torre de ciclones e forno da linha W3. Dos vários parâmetros apresentados nota-se alguns com certa ênfase: produção, consumo de combustíveis e emissão de poluentes. Evidencia-se com isso a importância deste trabalho, já que os resultados que por este serão apresentados estão estreitamente relacionados a estes três fatores.

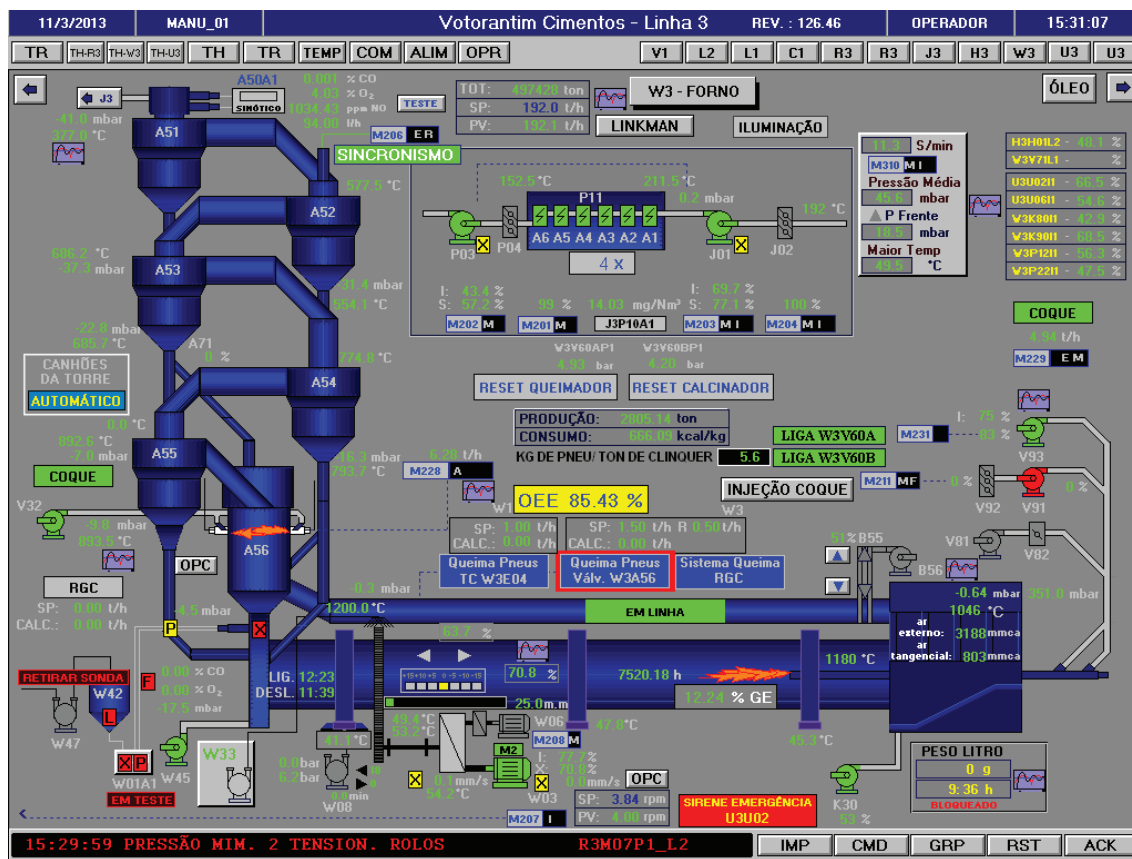


Figura 1.5: Painel de Controle da linha W3, VC-Sobradinho/DF, Março de 2013

1.2 OBJETIVOS

A fim de facilitar a apresentação dos objetivos, estes serão divididos em objetivos geral e específicos, onde o geral constitui a ação que conduzirá ao tratamento da questão abordada e os específicos apresentam, de forma detalhada, as ações que serão realizadas para alcançar o objetivo geral.

1.2.1 Objetivo Geral

Avaliar a influência do comprimento do tubo de imersão em separadores tipo ciclone na queda de pressão e eficiência de separação.

1.2.2 Objetivo Específico

1. Estudar as correlações empíricas existentes para previsão da queda de pressão e eficiência de separação;
2. Validar o método numérico usando um caso teste obtido na literatura com dados experimentais;
3. Realizar simulações numéricas no caso objeto deste trabalho, incluindo as modificações necessárias visando a melhor solução para as diversas configurações operacionais a serem exploradas;
4. Com base nos resultados anteriores, propor uma configuração que melhor desenvolva as características esperadas para o separador ciclônico.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Cita-se as teorias acerca de escoamentos multifásicos, com enfoque em problemas gás-sólido, as questões principais relacionadas a temática e técnicas para a exploração do problema.

2.1 FENÔMENOS DA FLUIDIZAÇÃO

Escoamentos multifásicos não são apenas uma parte do nosso ambiente natural, tais como chuva ou ventos com neve, tornados, tufões, poluição do ar e da água, atividades vulcânicas, etc,(ver figura 2.1), mas também são partes integrantes de processos em usinas de energia convencional e nuclear, motores de combustão, sistemas de propulsão, no interior do ser humano, no transporte de óleo e gás, indústria química, indústria biológica, indústria metalúrgica ou na produção de alimentos, etc [3].



Figura 2.1: Missão de descoberta espacial, a paz do universo, o furacão, o vulcão, o coração humano ou até mesmo a água “pura” ou o céu na pintura de Van Gogh são de fato diferentes formas de escoamento multifásico

O termo escoamento multifásico é usado para se referir a qualquer escoamento de fluido composto por mais de uma fase ou componente. Exclui-se, entretanto, aquelas circunstâncias em que os componentes são misturados em nível molecular. Consequentemente, os fluxos considerados têm uma escala de separação de componentes muito superior à escala molecular. Apesar da infinidade de casos omitidos com esta hipótese, ainda existe um enorme espectro de diferentes escoamentos multifásicos [4, 5]. Pode-se classificá-los de acordo com o estado das diferentes fases ou componentes e, por conseguinte, referem-se a escoamentos de gás-sólidos, líquidos-sólidos e assim por diante.

Os escoamentos de gás-sólido, nomeados como gás-sólido ou gás-partícula, são caracterizados pelo movimento do sólido suspenso, ou partícula, na fase gasosa. Considerando a concentração da partícula, estes fluxos podem ser caracterizados como diluído ou denso. Quando a concentração mássica de partículas é relativamente pequena ($\leq 5\%$), o escoamento de gás é dominante ao sistema. Tais escoamentos são

referidos como escoamentos de gás-partículas diluídos. Para o caso especial de escoamentos gás-partícula muito diluídos, as partículas sólidas atuam como “traçadores”, e não contribuem para alterar o fluxo de gás. Quando a concentração de partículas é suficientemente grande, o movimento do sólido é controlado por interações partícula-partícula e fluido-partícula. Conhecidos como escoamentos gás-partículas densos, as colisões que existem entre as partículas sólidas influenciam significativamente o movimento destas partículas na fase gasosa [5, 6, 7].

A figura 2.2 apresenta os quatro regimes de escoamento que são comumente observados: (i) escoamento homogêneo, (ii) escoamento tipo “duna”, (iii) escoamento com “bolhas”, e (iv) o leito fixo, quando não há deslocamento das partículas. A transição entre estes tipos depende da velocidade do fluido (ou gás) e concentração de partículas no leito fluidizado. No escoamento homogêneo, a velocidade de gás é suficientemente elevada para manter as partículas sólidas em suspensão. À medida que há diminuição da velocidade do gás ou aumento da concentração de partículas, algumas partículas começam a sedimentar ao longo da parte inferior do leito (semelhante às dunas de areia). Este regime é chamado escoamento tipo “duna”, e a velocidade quando as partículas começam a se depositar é chamada de velocidade de assentamento. Escoamento com “bolhas” surgem com um aumento da velocidade do gás do escoamento homogêneo surgindo-se regiões alternadas entre gás e gás-partículas em suspensão. Finalmente, um leito fixo surge em baixas velocidades de gás onde, neste caso, as partículas se comportam de forma semelhante a um meio poroso com o gás movendo-se através das regiões intersticiais entre as partículas [7].

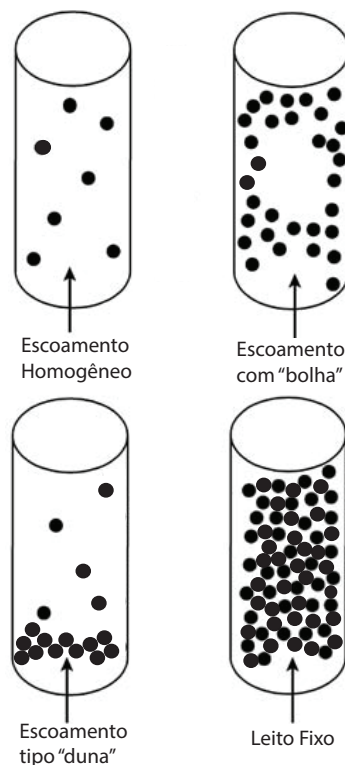


Figura 2.2: Regimes de escoamento gás-sólido

Partículas em suspensão na atmosfera têm sido reconhecidas como um problema de poluição por muitas décadas. Partículas suspensas no ar causam aumento da incidência de doenças das vias aéreas, e consti-

tuem um problema ambiental para as sociedades urbanas [8]. Limites mais rigorosos para as emissões de partículas provenientes da indústria de transformação já são parte da legislação ambiental em todo o mundo. O desafio é atender a essas restrições com tecnologia robusta e eficiente e custo mínimo, que inclua a reutilização, quando possível, dos materiais separados e minimizando outras fontes de resíduos dos processos industriais de forma a maximizar a rentabilidade.

Além de cumprir as metas de qualidade do ar, vários tipos de equipamentos de separação, incluindo filtros de mangas, eletrofiltros / precipitadores eletrostáticos (ESP's), purificadores e ciclones também são usados para capturar partículas sólidas com a finalidade de:

- Re-utilização no processo (ex: partículas catalíticas); ou
- Processamento posterior (ex: plantas de processamento de grãos); ou
- Venda direta ao consumidor (ex: partículas elastoméricas fora de um secador de leito fluidizado).

Outra razão para a remoção de partículas de correntes de processo é a de proteger o equipamento a jusante, tais como ventiladores e turbinas, de danos de erosão causada por partículas que têm impacto sobre, por exemplo, rotores.

A figura 2.3 apresenta os intervalos de tamanho aproximado de partícula, e os métodos adequados para a remoção de um leito fluidizado. Como pode facilmente ser observado, é altamente indicado o uso de separadores centrífugos tipo “Ciclone” para o intervalo de tamanho de partículas que ocorrem na produção de cimento.

2.2 SEPARADORES CICLÔNICOS

Ciclones são, basicamente, separadores centrífugos [1]. Nestes dispositivos, o gás carregado de pó é inicialmente levado a um movimento rotativo. As partículas de poeira são atiradas para a parede externa, e são transportadas para baixo até a saída de sólido pelo escoamento vertical de gás descendente. Um esboço de escoamento em um ciclone cilíndrico-cônico com um tipo de entrada de gás tangencial é mostrado na figura 2.4.

O movimento rotativo é o resultado da geometria do bocal de entrada, que força o gás a ser admitido na unidade tangencialmente à parede interior. A admissão tangencial estabelece um movimento rotatório ao gás, de modo que a força centrífuga aplicada às partículas seja maior que a gravidade, fazendo com que as mesmas sejam lançadas de encontro às paredes, retirando-as da massa gasosa em movimento, e são transportadas para a saída de sólido pelo escoamento descendente de gás ao longo da parede [8, 1, 9]. A entrada é normalmente de seção retangular, como apresentada na figura 2.4. Assim como os redemoinhos de gás, as partículas se movem axialmente para baixo na seção exterior do espaço de separação. Na parte cônica do ciclone, o gás é forçado lentamente à região interna do espaço de separação, onde é axialmente dirigido em sentido ascendente. Este padrão de escoamento é muitas vezes referido como um “vórtice duplo”: um vórtice exterior com direção de escoamento axialmente descendente e um interior com um fluxo dirigido para cima. O gás sai do ciclone através do chamado tubo de imersão, ou tubo de saída de

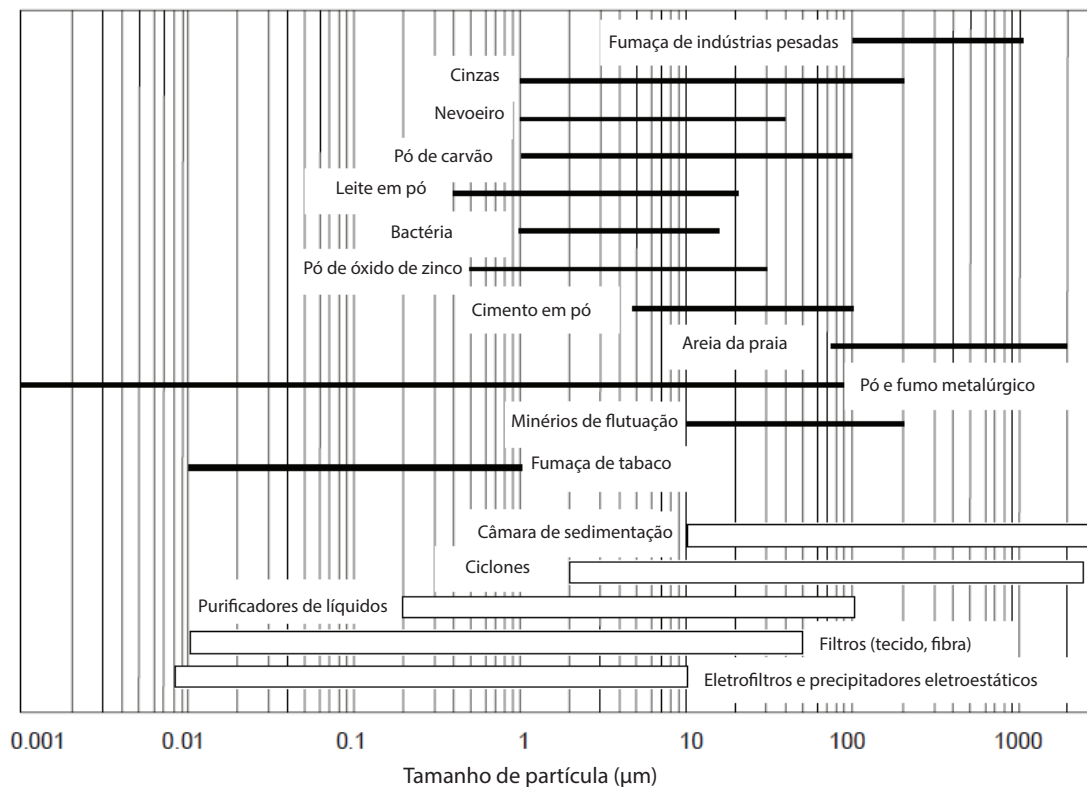


Figura 2.3: Tamanho das partículas de alguns materiais e métodos adequados para remoção

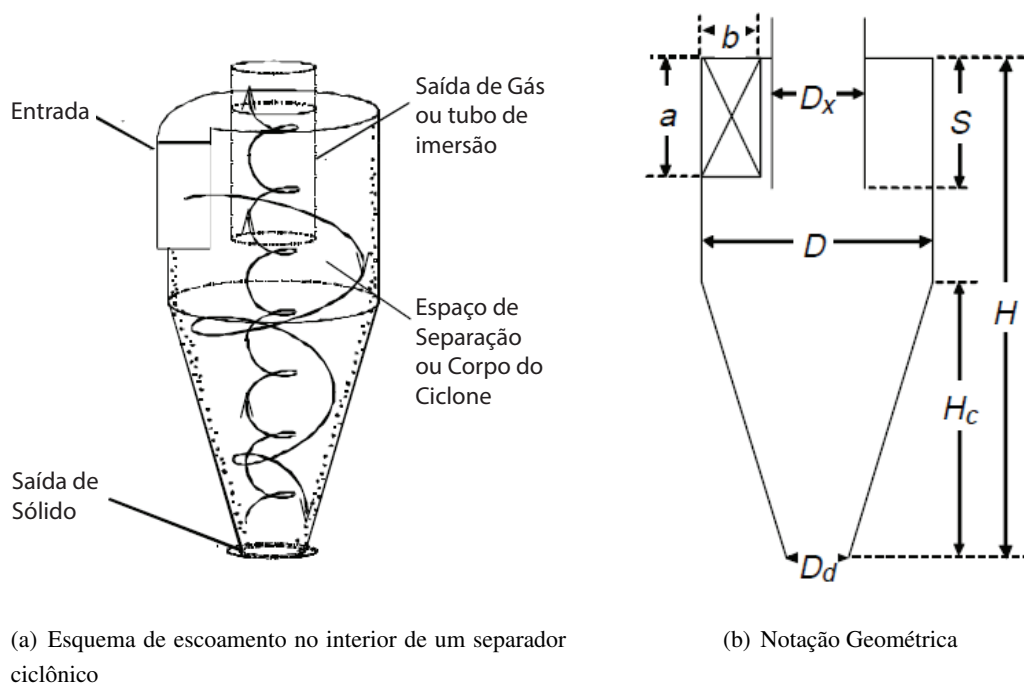


Figura 2.4: Esboço operacional de um separador ciclônico, ou abreviadamente, ciclone. As dimensões básicas são indicadas no esboço à direita e descritas na tabela 2.1.

gás, que se estende para dentro do ciclone a partir do centro da cobertura.

Tabela 2.1: Dimensões Básicas de um Ciclone

Cota	Legenda
D	Diâmetro do Corpo (diâmetro da seção cilíndrica)
H	Altura total do ciclone (da cobertura até a saída inferior)
D_x	Diâmetro do tubo de imersão
S	Comprimento do tubo de imersão
a	Altura da entrada
b	Largura da entrada
H_c	Altura da seção cônica
D_d	Diâmetro da saída de sólido

Todas as dimensões devem ser entendidas como interiores, ou seja, dimensões finais expostas ao escoamento. Os separadores ciclônicos são, desta forma, dispositivos caracterizados por escoamentos de grande complexidade, nos quais ocorrem fluidização e transporte de partículas em suspensão. Os regimes de escoamentos são tipicamente turbulentos, cujas escalas são determinadas pela dimensão das partículas. As propriedades físicas destas partículas vão, por sua vez, determinar o regime de fluidização. Nas seções seguintes deste trabalho, algumas destas características serão apresentadas e analisadas mais detalhadamente.

Comparado com os outros métodos de separação, os ciclones apresentam as seguintes vantagens:

1. O produto recolhido permanece seco e, normalmente, útil;
2. Baixos custos de investimento de capital e de manutenção na maioria das aplicações;
3. Compacticidade;
4. Pode ser usado sob condições extremas de processamento, em particular em altas temperaturas e pressões e com materiais quimicamente agressivos;
5. Sem partes móveis;
6. Robustez;
7. Queda de pressão constante;
8. Pode ser construído a partir de qualquer material, de forma que este seja mais apropriado para o serviço pretendido, incluindo chapa de aço, ligas, alumínio, plásticos, cerâmicas, etc;
9. Pode ser equipado com proteção à erosão ou à corrosão ou com forração repelente a partícula, tal como o Teflon. As superfícies internas podem ser eletropolidas para ajudar no combate à incrustação;
10. Pode, em alguns processos, lidar com sólidos pegajosos;
11. Pode separar sólidos ou partículas líquidas, ou, às vezes, ambos combinados.

Algumas desvantagens dos ciclones são:

1. Uma baixa eficiência para partículas com dimensão abaixo de seu diâmetro de corte quando operado sob condições de baixa carga
2. Geralmente maior queda de pressão quando comparado a outros tipos de separação, incluindo filtros de mangas, ESP's, etc;
3. Sujeito a desgaste erosivo e incrustações caso os sólidos que estão sendo processados sejam abrasivos ou "pegajosos";
4. Pode operar abaixo da expectativa se não for projetado e operado corretamente. Embora este problema, bem como o problema de erosão e incrustação mencionado acima, não sejam exclusivos aos ciclones.

2.3 ESCOAMENTO TURBULENTO

A transição à turbulência, identificada por Reynolds em 1883, é caracterizada pelo aparecimento de instabilidades num escoamento originalmente estável (denominado laminar), as quais se multiplicam por um processo não linear resultando no regime turbulento. Em qualquer tipo de escoamento, o processo de transição pode ser entendido como o resultado da amplificação de perturbações injetadas por variadas fontes de ruídos. Esta amplificação só se torna possível pela presença de zonas cisalhantes no interior dos escoamentos. No entanto, a forma física em que este processo de geração de instabilidades ocorre depende do tipo de escoamento em questão, o que conduz a uma classificação dos escoamentos transicionais [10].

Não existe uma definição para turbulência, mas é possível identificar um certo número de sintomas característicos de uma síndrome da turbulência [11, 12]:

I. Irregularidade. Escoamentos turbulentos são irregulares e caóticos e são governados pelas equações de Navier-Stokes (3.19). O escoamento é composto por um espectro de diferentes escalas (tamanhos de turbilhões). Também não há definição exata de um turbilhão turbulento, mas na turbulência são regiões do espaço em um determinado tempo dominados por flutuação da vorticidade, que se formam e são dissipadas em cascata (ver figura 2.5). Essas estruturas vorticiais têm velocidades e comprimentos característicos. A região dominada por um grande turbilhão pode incluir também turbilhões menores. Os maiores turbilhões são da ordem da geometria do fluxo (isto é, a espessura da camada limite, largura do jato, etc). Na outra extremidade do espectro, temos os turbilhões menores, que são dissipados pelas tensões viscosas em energia térmica, resultando em aumento de temperatura.

II. Difusividade. A turbulência é um processo difusivo, em que a energia cinética dos turbilhões maiores é transmitida para os menores. A turbulência aumenta a troca de momento, a resistência ao escoamento e a transferência de calor.

III. Altos Números de Reynolds. A turbulência ocorre em elevados números de Reynolds. Por exemplo, a transição para o escoamento turbulento em tubos ocorre em $Re_D \simeq 2300$, e em placas planas para $Re_x \simeq 500000$, onde o número de Reynolds é definido pela equação (2.1), onde x é um comprimento

característico ao escoamento, assim como u é uma velocidade característica, ρ é a densidade do fluido e μ a viscosidade do fluido.

$$Re_x = \frac{\rho u x}{\mu}. \quad (2.1)$$

IV. Tridimensionalidade. O escoamento turbulento é sempre tridimensional. Escoamentos bidimensionais, como escoamentos planos e axissimétricos, podem ser analisados como escoamentos turbulentos nos quais as flutuações tridimensionais estão confinadas às fronteiras do escoamento. É sabido também que as amplitudes mínimas de uma perturbação que resulta na transição do regime laminar para regime turbulento são perturbações bidimensionais (Teorema de Squire).

V. Dissipação. O escoamento turbulento é dissipativo, o que significa que a energia cinética dos pequenos turbilhões (escala dissipativa) é transformada em energia térmica. Os pequenos turbilhões recebem a energia cinética de turbilhões ligeiramente maiores e assim por diante. Os maiores turbilhões extraem a sua energia a partir do escoamento observado na escala integral. Este processo de transferência de energia a partir da maior escala turbulenta para o menor é chamado processo de cascata de energia cinética de turbulência (figura 2.5).

VI. O escoamento turbulento é contínuo. Mesmo que tenhamos pequenas escalas de turbulência no escoamento, estas são muito maiores que a escala molecular e trata-se o escoamento como um meio contínuo.

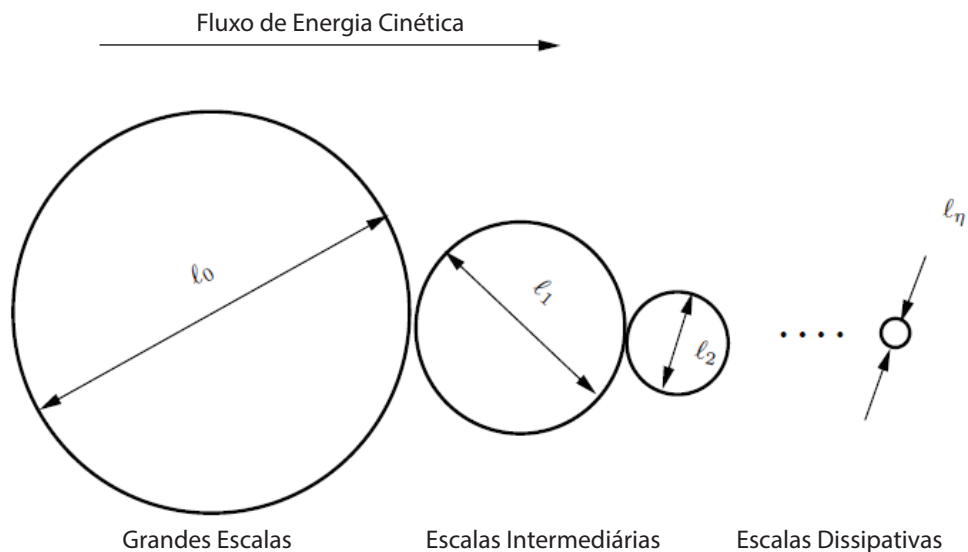


Figura 2.5: Processo em cascata, com espectro de vórtices. Os turbilhões que contêm energia são denotados por l_0 ; l_1 e l_2 indicam o tamanho dos turbilhões no subdomínio inercial tal que $l_2 < l_1 < l_0$; l_η é o tamanho dos turbilhões dissipativos.

No escoamento turbulento as velocidades são compostas de uma parte média \bar{v}_i , que é independente do tempo (quando a média de escoamento é constante), e uma parte flutuante v'_i de modo que $v_i = \bar{v}_i + v'_i$. A modelagem da turbulência e desenvolvimento a partir das equações básicas de mecânica dos fluidos serão

abordados na seção 3.2.

2.4 ASPECTOS RELEVANTES NO PROJETO DE SEPARADORES CICLÔNICOS

As seções a seguir basicamente determinam parâmetros básicos relacionados às partículas, velocidade axial e tangencial do escoamento e, principalmente, apresenta os dois indicadores chave de desempenho de ciclones: eficiência de separação e queda de pressão.

2.4.1 Distribuição de Diâmetro de Partícula

O movimento de uma partícula e a sua separação em ciclone, obviamente, dependem de sua dimensão, entre outros fatores importantes, tais como a densidade, a forma, e velocidade tangencial. O termo *size* que normalmente significa diâmetro pode ser definido de diversas maneiras, e deve-se ter conhecimento qual está sendo utilizado num dado contexto. Entretanto, é comumente denominado diâmetro ao diâmetro de uma esfera com o mesmo volume da partícula real.

Compreendendo que em certa escala uma amostra do material sólido apresentará inúmeros contornos de formas diferentes para cada partícula de um mesmo material, a distribuição de diâmetro de partícula representará a função distribuição probabilística das dimensões das partículas.

Um elevado número de modelos de funções distribuição existem, alguns dos quais se ajustam ao tamanho distribuições de diversos tipos de “pós” industriais. As funções utilizadas mais frequentemente são a distribuição “normal” (ou “Gaussiana”), a distribuição “log-normal” e a distribuição “Rosin-Rammler” [8]. Como não é o objetivo deste trabalho tratar mais especificadamente cada um destes modelos, apenas será apresentado na tabela 2.2 os modelos de distribuição e suas respectivas funções de densidade de probabilidade, onde x é o diâmetro da partícula.

Tabela 2.2: Funções distribuição de diâmetro de partícula

Modelo	Função Densidade
Normal	$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{(x-\langle x \rangle)^2}{2\sigma^2}\right)$
Log-Normal	$f(x) = \frac{1}{x} \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{(\ln x - \langle \ln x \rangle)^2}{2\sigma^2}\right)$
Rosin-Rammler	$f(x) = n \cdot k \cdot x^{n-1} \exp(-k \cdot x^n)$

2.4.2 Velocidade

O campo de velocidades em ciclones pode ser medido utilizando anemômetros de fio quente, tubos de pitot e, mais recentemente, anemometria laser Doppler (LDA).

A figura 2.6 mostra o esboço do padrão de fluxo reverso no ciclone de gás com a entrada tangencial. O padrão de fluxo global está indicado. O movimento giratório é criado no espaço de separação pela injeção tangencial do gás. O gás flui para baixo na parte exterior do turbilhão (“vórtice externo”) e para cima, no centro (“vórtice interior”). O escoamento descendente na parte exterior do ciclone é criticamente importante, uma vez que é o mecanismo dominante (e não a gravidade) para o transporte de sólidos recolhidos (aqueles na parede) para a parte inferior do ciclone. Em ciclones com orientação vertical a gravidade irá auxiliar, mas sua influência será importante apenas para os ciclones que operam sob altas condições de carregamento de sólido, para que os efeitos “carga de massa” sejam importantes.

À direita na figura (2.6) os perfis radiais das componentes de velocidade do gás axial e tangencial são esboçados. O primeiro mostra a região externa com escoamento dirigido axialmente para baixo e o interior com escoamento direcionado para cima. Conforme mencionado, a velocidade descendente na parede é o mecanismo primário para o transporte de partículas de poeira para a seção inferior. A velocidade axial muitas vezes mostra um mergulho em torno da linha de centro. Às vezes, essas velocidades são altas o suficiente para bloquear o fluxo descendente da mistura. O perfil de velocidade tangencial se assemelha a um vórtice de Rankine: um redemoinho livre perto das paredes em torno de um núcleo de redemoinho forçado.

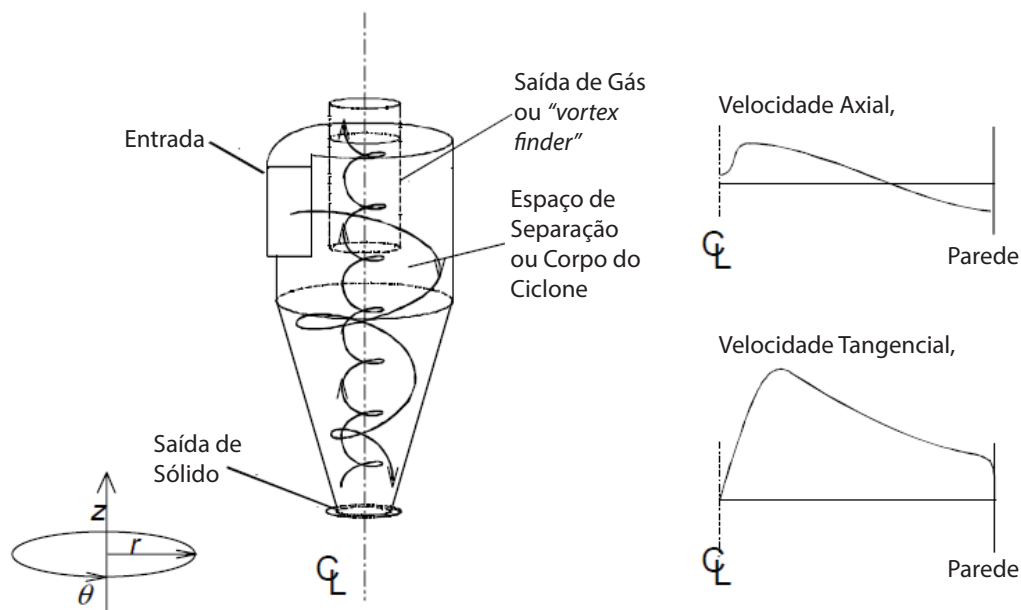


Figura 2.6: Esboço de um ciclone de entrada tangencial com o padrão de fluxo indicado. As direções das coordenadas são mostradas, sendo normalmente o eixo z coincidente ao eixo do ciclone. À direita, as distribuições radiais das componentes de velocidade do gás tangencial e axial são esboçadas. C_L corresponde ao eixo central do separador.

2.4.3 Queda de Pressão

O procedimento usual para a medição de queda de pressão em um processo industrial consiste em medir a pressão estática na parede da tubulação a montante e a jusante do separador ciclônico. A queda de pressão sobre o separador é a queda na pressão total, a soma das pressões estáticas e dinâmicas [8]. A queda de pressão ao longo de um ciclone é normalmente subdividida em três contribuições:

1. Perdas na entrada,
2. Perdas no espaço de separação (o corpo principal do ciclone), e
3. Perdas no tubo de imersão.

As perdas na entrada são muitas vezes insignificantes em comparação com as outras contribuições. As perdas no corpo do ciclone são maiores, mas sua importância principal é limitar a intensidade do redemoinho no espaço de separação: maiores perdas devido ao atrito nas paredes levam a vórtices de menor intensidade. Entretanto, perdas de parede não dominam a queda de pressão total.

As perdas no tubo de imersão são as maiores, tanto devido ao vórtice descendente como pelo ascendente em ciclones com entrada tangencial. Perdas devido ao tubo de imersão são comumente de ordem de magnitude superior as das duas outras contribuições.

Para se obter uma medida característica para a queda de pressão num determinado ciclone, a queda de pressão é muitas vezes definida em termos adimensionais como o número de Euler:

$$Eu = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2}\rho \langle v_z \rangle^2}, \quad (2.2)$$

onde $\langle v_z \rangle$ é a velocidade axial média no corpo do ciclone, ou seja, a taxa de vazão volumétrica dividida pela área da seção transversal da parte cilíndrica do corpo [8].

2.4.4 Eficiência de Separação

As três frações de partículas na operação de ciclone são as de alimentação, M_a , (ou entrada), a capturada M_c (ou recolhido ou “underflow”) e a ‘perdida’ M_p (ou emitida). Assim,

$$M_a = M_c + M_p. \quad (2.3)$$

A eficiência global de separação η_G é simplesmente calculada como a fração de massa dos sólidos de alimentação capturada pelo ciclone [8], tal que

$$\eta_G = \frac{M_c}{M_a} = 1 - \frac{M_p}{M_a} = \frac{M_c}{M_c + M_p}. \quad (2.4)$$

Experimentalmente, η_G é determinada pelo recolhimento de amostras e pesagem das duas frações.

A eficiência global é geralmente o que conta mais no processo industrial. No entanto, não é uma boa medida para a caracterização do desempenho de separação em um ciclone em particular, uma vez que, por exemplo, ela não nos diz nada sobre a capacidade de separação do ciclone em função de tamanho da partícula.

As características de separação de um ciclone são melhores descritas pela chamada curva de grau de eficiência (GEC), que representa a eficiência da separação para um determinado tamanho de partículas, ou espectro de tamanhos de partículas.

Se o diferencial de volume ou distribuição mássica do pó da fração de alimentação, capturado e perdido são $f_a(x)$, $f_c(x)$ e $f_p(x)$, respectivamente, onde x é o diâmetro da partícula, o balanço de massa para as partículas com diâmetro entre $x - \frac{1}{2}dx$ e $x + \frac{1}{2}dx$ é:

$$f_a(x)dx = \eta_G f_c(x)dx + (1 - \eta_G) f_p(x)dx = dF_a(x) = \eta_G dF_c(x) + (1 - \eta_G) dF_p(x). \quad (2.5)$$

O ciclone provoca, portanto, o equivalente matemático a uma função de partição, com η partições para as partículas em um determinado intervalo de tamanho, Δx , para o escoamento de fluxo reverso padrão. Esta separação obviamente depende das forças que atuam sobre as partículas no interior da zona de separação do ciclone.

A equação (2.5) pode ser integrada termo a termo para o balanço de massa para o pó com partículas de dimensões inferiores a um determinado tamanho de x :

$$F_a(x) = \eta F_c(x) + (1 - \eta) F_p(x). \quad (2.6)$$

A eficiência é definida como a fração dos sólidos de alimentação com um diâmetro entre $x - \frac{1}{2}dx$ e $x + \frac{1}{2}dx$ que é capturado no ciclone:

$$\eta(x) = \frac{M_c f_c(x) dx}{M_a f_a(x) dx}. \quad (2.7)$$

Pela equação (2.4) e o balanço de massa das equações (2.5) e (2.6), obtemos a eficiência para um determinado tamanho de partícula x :

$$\eta(x) = \eta_G \frac{f_c(x)}{f_a(x)} = 1 - (1 - \eta_G) \frac{f_p(x)}{f_a(x)} = 1 - (1 - \eta_G) \frac{dF_p(x)}{dF_a(x)}. \quad (2.8)$$

2.5 TÉCNICAS DE SOLUÇÃO DO PROBLEMA

Visando a obtenção de modelos de previsão de resultados para a queda de pressão e eficiência de separação, são relatadas as três maneiras em que estes são abordados nas sub-seções seguintes.

2.5.1 Correlações Algébricas ou Modelos Simplificados

Devido à impossibilidade da resolução direta das equações de Navier-Stokes para a obtenção de modelos analíticos para o desempenho do ciclone, alguns pesquisadores fizeram hipóteses sobre a natureza dos escoamentos que se desenvolvem no interior de separadores ciclônicos. A essas hipóteses estão associadas famílias de ciclones, que definem a abrangência da teoria desenvolvida pelo pesquisador. Uma visão geral das principais teorias são apresentadas nas tabelas 2.3, 2.4 e 2.5. Os modelos para queda de pressão e eficiência de separação serão apresentadas na seção 3.1.

Tabela 2.3: Modelos de velocidade tangencial no corpo do ciclone

Modelo	Abrangência de aplicação	Comentários
n-tipo	Todos os ciclones	O índice n é muitas vezes determinado empiricamente para um dado ciclone e uma determinada condição de funcionamento. A expressão de Alexander prevê apenas baixos valores de n .
Barth	Ciclones e tubos com redemoinho	Considera as perdas por atrito no corpo. Os efeitos da rugosidade da parede e da carga de sólidos são contabilizados no valor do coeficiente de atrito, f .
Meissner/Löffler	Ciclones cilindro-cônicos com baixo teor de carregamento de sólidos	Considera as perdas por atrito no corpo. Os fatores de atrito sobre a parede cilíndrica, parede cônica e teto podem, em princípio, serem diferentes. Os autores fizeram com que f não seja relacionado ao carregamento de sólidos.

Tabela 2.4: Modelos para queda de pressão em ciclones, Δp

Modelo	Abrangência de aplicação	Comentários
Stairmand	Ciclones com entrada de gás tangencial	Considera as perdas por atrito no corpo e no tubo de imersão. Restringi-se a ciclones com baixo carregamento de sólidos quando o fator de atrito de Stairmand é usado.
Barth	Ciclones e tubos com redemoinho	Considera as perdas por atrito no corpo e no tubo de imersão. Os efeitos da rugosidade da parede e da carga de sólidos são contabilizados no valor do coeficiente de atrito, f .
Shepherd-Läpple	Ciclones cilindro-cônicos com baixo teor de carregamento de sólidos	Empírico. Apenas contém as áreas de entrada e saída.
Casal-Martinez	Ciclones cilindro-cônicos com baixo teor de carregamento de sólidos	Empírico. Apenas contém as áreas de entrada e saída.

Tabela 2.5: Modelos para a eficiência de separação com baixa carga de sólidos

Modelo	Abrangência de aplicação	Comentários
Barth	Todos os ciclones e tubos com redemoinho	Modelo de equilíbrio de órbita. Calcula o tamanho de corte, e ajusta a curva de grau de eficiência empírica através desta.
Rietema	Ciclones cilindro-cônicos com entrada de gás tangencial	Modelo de tempo de voo. A derivação considera o movimento da partícula, mas o modelo final relaciona tamanho do corte a queda de pressão.

Continua na próxima página

Tabela 2.5 – *Continuação da página anterior*

Modelo	Abrangência de aplicação	Comentários
Mothes-Löffler	Todos os separadores centrífugos	Combina a migração para parede com intercâmbio entre a parte do vórtice interior e exterior. Baseado no conceito introduzido por Dietz.
Casal-Martinez	Todos os ciclones e tubos com redemoinho	Modelo abrangente com base na abordagem de Barth.

2.5.2 Ensaios Experimentais

Os ensaios experimentais são realizados com modelos em escala reduzida e operação em condições similares às que se pretende avaliar nos protótipos em escala industrial.

Há basicamente duas desvantagens nesses ensaios: o fenômeno em estudo nem sempre é passível de reprodução em laboratório; e o custo e o tempo da montagem experimental podem ser proibitivos [13].

Uma gama de técnicas experimentais ou de medição está disponível para a determinação do funcionamento dos ciclones de gás e tubos de redemoinho. A escolha da técnica depende da situação: as técnicas que apresentam os melhores resultados em laboratório em equipamentos de escala relativamente pequena, sob condições controladas, podem ser bastante diferentes daquelas que apresentam os melhores resultados em equipamentos industriais [8].

Para ciclones, em algumas aplicações, os modelos em escala de laboratório são possíveis. Contudo, na maioria dos casos, a impossibilidade prática de reproduzir em escala reduzida os regimes de operação de um separador ciclônico remetem à necessidade de formulação de um modelo computacional [4].

2.5.3 Técnicas Numéricas Modernas

A dinâmica dos fluidos computacional (CFD) é a área da computação científica que estuda métodos computacionais para a simulação de fenômenos que envolvem fluidos em movimento com ou sem troca de calor. Isso inclui tanto o movimento do fluido ao redor de um corpo, por exemplo, de um avião ou submarino, como dentro de tubulações ou turbinas. Basicamente, o projetista está interessado em obter as distribuições de velocidades, pressões e temperaturas na região do escoamento a fim de otimizar o projeto, reduzindo os custos operacionais e melhorando o desempenho [4].

O uso de métodos computacionais de forma alguma implica que a mecânica dos fluidos experimental e as análises teóricas estejam sendo postas de lado. É muito comum as três técnicas se complementarem durante um projeto que envolva escoamento de fluidos e no estudo de modelos teóricos para algum fenômeno em particular, como turbulência. Pode-se utilizar os resultados do programa de simulação para orientar o projetista na escolha dos experimentos a serem realizados, ou as equações de novos modelos teóricos

para problemas de mecânica dos fluidos são resolvidos numericamente, e os resultados comparados com experimentos, confirmando ou não a validade destes novos modelos.

O objetivo básico do CFD é reduzir o número de experimentos e explorar fenômenos que não poderiam ser estudados em laboratórios de forma realista. Utilizando técnicas numéricas, pode-se avaliar os diversos parâmetros relevantes ao problema pela experimentação numérica. Esses parâmetros podem facilmente ser alterados de forma bem mais conveniente e a custos e tempos menores do que nas técnicas experimentais. [13]

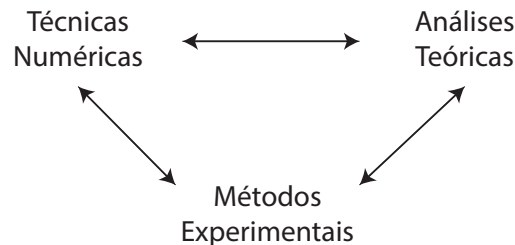


Figura 2.7: Os métodos numéricos complementam as análises teóricas e os ensaios experimentais.

Mesmo que os computacionais sejam limitados pelos parâmetros utilizados na simulação existe uma grande facilidade para alterar a geometria, temperaturas e velocidades, já que estes são apenas dados de entrada do código computacional.

A tabela 2.6 compara as três técnicas possíveis para a solução de problemas em separados ciclônicos.

Tabela 2.6: Comparação entre as técnicas de solução

Técnica	Vantagens	Desvantagens
Correlação Empírica	Mais simplificada	Restrita a geometrias e condições específicas de operação. Baseadas em dados experimentais.
Experimental	Mais realista	Medições <i>in site</i> , problemas de escala, dificuldade de medição e custo operacional
Numérica	Não há restrição à geometria e a processos, desde que se tenha capacidade computacional suficiente. Pode-se avaliar a evolução temporal do processo.	Erros de truncamento, prescrições das condições de contorno apropriadas e custos computacionais.

3 METODOLOGIA

São apresentadas neste capítulo as correlações empíricas para o projeto de separadores ciclônicos. São especificadas as equações fundamentais para a fase contínua e particulada, os modelos de turbulência, o estudo de malha e validação usados neste trabalho.

3.1 ANÁLISE EMPÍRICA DE DIMENSIONAMENTO

Nas subseções seguintes são abordados as correlações empíricas para dimensionamento e análise de desempenho de ciclones. Apesar de serem apresentadas os principais modelos, este trabalho usará apenas os que sejam função do comprimento do tubo de imersão. As referências geométricas utilizadas são apresentadas na tabela (2.1).

3.1.1 Queda de Pressão

3.1.1.1 Modelo de Stairmand

Stairmand (1949) calculou a distribuição de velocidade no interior de um ciclone a partir do equilíbrio de momento de quantidade de movimento, e, em seguida, estimou a queda de pressão pelas perdas da entrada e saída combinadas com a perda de pressão estática no redemoinho. Stairmand afirma que, na prática, um pouco da queda de pressão estática do exterior para o parte interior do vórtice pode ser recuperada no tubo de imersão, de modo que esta não seja computada como perdida. Seu modelo foi elaborado de forma compacta por Iozia e Leith (1989), que fornece a seguinte fórmula para o cálculo da queda de pressão do ciclone:

$$\frac{\Delta p}{\frac{1}{2}\rho v_{in}^2} = Eu_{in} = 1 + 2q^2 \left(\frac{2(D-b)}{D_x} - 1 \right) + 2 \left(\frac{4ab}{\pi D_x^2} \right)^2, \quad (3.1)$$

onde

$$q = \frac{-\left(\frac{D_x}{2(D-b)}\right)^{0.5} + \left(\frac{D_x}{2(D-b)} + \frac{4A_R G}{ab}\right)^{0.5}}{\frac{2A_R G}{ab}}, \quad (3.2)$$

em que Eu é definido pela equação (2.2), v_{in} é a velocidade de entrada do ciclone, A_R é a área total da parede do corpo do ciclone, incluindo as paredes internas da tampa, a cilíndrica, as seções cônicas e a parede exterior do tubo de imersão. $G(= f/2)$, é o coeficiente de atrito de parede, o qual Stairmand define igual a 0,005 para as condições “que normalmente se aplicam a escoamentos em ciclones” [8].

3.1.1.2 Modelo de Barth

Barth (1956) estimou a perda total, ou seja, a soma da perda por pressão estática e dinâmica: $p+1/2\rho v^2$, como contribuições separadas observadas nas seguintes partes do ciclone:

- a entrada
- o corpo do ciclone e
- o tubo de imersão.

Barth afirma que as perdas de entrada podem ser evitadas pelo projeto geométrico. É estimada a perda de pressão no corpo, como a diminuição da pressão dinâmica em uma superfície de atrito imaginária, ou seja, considera-se a diminuição da pressão total a partir da perda de velocidade do redemoinho na superfície de atrito:

$$\frac{\Delta p_{corpo}}{\frac{1}{2}\rho v_x^2} = \frac{D_x}{D} \left(\frac{1}{\left(\frac{v_x}{v_{\theta CS}} - \frac{(H-S)}{0.5D_x} f \right)^2} - \left(\frac{v_{\theta CS}}{v_x} \right)^2 \right), \quad (3.3)$$

onde f pode ser calculado com a equação (3.4) e $v_{\theta CS}/v_x$ pela equação (3.7). A equação (3.3) contabiliza o efeito de carga de sólidos para a perda de pressão através do fator de atrito total f , que inclui o efeito da carga de sólidos no gás de entrada.

$$f = f_{ar} + f_{pó} = 0.005 (1 + 3\sqrt{c_o}) \quad (3.4)$$

onde c_o é a razão mássica de pó por ar de entrada.

Barth estimou a perda no tubo de imersão por uma correlação semi-empírica como sendo:

$$\frac{\Delta p_x}{\frac{1}{2}\rho v_x^2} = \left(\frac{v_{\theta CS}}{v_x} \right)^2 - K \left(\frac{v_{\theta CS}}{v_x} \right)^{\frac{4}{3}}, \quad (3.5)$$

onde K é encontrada empiricamente e assume os valores 3,41 e 4,4 para tubos de imersão com bordas arredondadas e afiadas, respectivamente. Em situações normais, o modelo prevê que a perda no tubo de imersão é uma ordem de magnitude maior do que a do corpo do ciclone. Esta equação é também responsável pelo efeito da variação de atrito na parede do corpo, mas de forma indireta. Com o aumento de f , o redemoinho diminui a velocidade, e isso diminui a perda de pressão no tubo de imersão calculada a partir da equação (3.5).

A velocidade $v_{\theta CS}$ (equação 3.6) é determinada pelas relações de Barth determinadas para as velocidades no interior de um ciclone, onde v_x é dada por:

$$v_{\theta CS} = \frac{v_{\omega} \left(\frac{R}{R_x} \right)}{1 + \frac{H_{CS} R \pi f v_{\theta \omega}}{Q}}, \quad (3.6)$$

$$\frac{v_{\theta CS}}{v_x} = \frac{R_x R_{in} \pi}{ab\alpha + H_{CS} R_{in} \pi f}, \quad (3.7)$$

$$v_x = \frac{v_{in} ab}{(\pi D_x^2 / 4)}, \quad (3.8)$$

em que Q é a vazão de gás na entrada.

Em algumas geometrias a velocidade tangencial do gás na parede, e em todo o espaço entre a parede e o tubo de imersão, pode ser significativamente maior do que a velocidade de entrada, devido à constrição do jato de entrada. Na figura (3.1), o fluxo padrão de entrada em um ciclone com um tipo de entrada retangular tipo “fenda” é comparado com um 360° tipo “wrap-around”, ou entrada “scroll completo”.

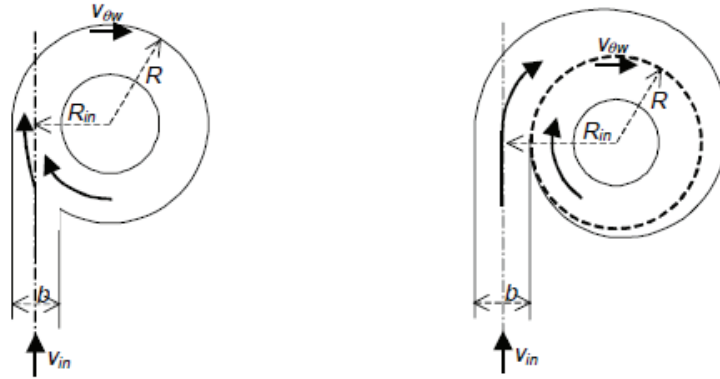


Figura 3.1: Comparação do padrão de velocidade entre a entrada tipo fenda e *scroll* completo

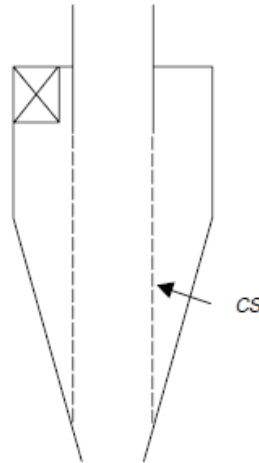


Figura 3.2: Superfície de Controle - CS

No primeiro caso, o jato de entrada é comprimido contra a parede, o que resulta numa diminuição na área disponível para o escoamento de entrada, e um aumento na velocidade. Barth introduz um fator α para contabilizar este efeito, que é definido como a razão entre o momento da quantidade de movimento do gás na entrada e do gás que flui ao longo da parede:

$$\alpha \equiv \frac{v_{in} R_{in}}{v_{\theta\omega} R} = 1 - 0.4 \left(\frac{b}{R} \right)^{0.5}, \quad (3.9)$$

em que R_{in} é a posição radial do centro da entrada. Para uma entrada tipo fenda $R_{in} = (R - b/2)$ em que, como mostrado na figura (3.1), b é a largura da fenda de entrada e R o raio da parede interior da parte

superior do corpo do ciclone ou seção cilíndrica.

Para obter $v_{\theta\omega}$ para a velocidade tangencial em CS (conforme a figura 3.2), $v_{\omega CS}$, Barth definiu um superfície de atrito imaginária no escoamento. Essa superfície contabiliza a perda de momento angular devido ao atrito na parede do ciclone. O diâmetro e altura da superfície de atrito são $(D \times D_x)^{1/2}$ e H_{CS} , respectivamente.

3.1.1.3 Modelos Puramente Empíricos

Vários modelos empíricos têm sido propostos para a queda de pressão do ciclone. Os dois mais amplamente utilizados são:

- Modelo de Shepherd e Lapple (1940):

$$Eu_{in} = \frac{16ab}{D_x^2}, \quad (3.10)$$

que é válido para entradas tipo “fenda”.

- Modelo de Casal and Martinez-Benet (1983):

$$Eu_{in} = 3.33 + 11.3 \left(\frac{ab}{D_x^2} \right)^2. \quad (3.11)$$

Ambos modelos utilizam da equação 3.12 para estimar a queda de pressão. Entretanto estes apresentam bons resultados apenas para ciclones com turbulência completamente desenvolvida com baixa a moderada carga de sólido.

$$\Delta p_{modelo} = \rho v_{in}^2 (Eu_{in})_{modelo} \quad (3.12)$$

3.1.2 Eficiência de Separação

3.1.2.1 Modelo de Barth

O modelo de Barth (1956) é o modelo de equilíbrio de órbita original. As forças que atuam sobre uma partícula rotativa na superfície de controle (ver figura 3.2) são a força centrífuga agindo para fora, com uma magnitude de $\frac{\pi x^3}{6} \rho_p \left(\frac{v_{\theta CS}^2}{Rx} \right)$ e o arrasto (Stokes) atuando para dentro ($3\pi x \mu v_{rCS}$).

Negligencia-se a densidade do gás, em comparação com a densidade dos sólidos no termo de força centrífuga. Igualando essas forças encontra-se o tamanho do corte x_{50} :

$$x_{50} = \sqrt{\frac{v_{rCS} 9\mu D_x}{\rho_p v_{\theta CS}^2}} \quad (3.13)$$

onde $v_{rCS} = \frac{Q}{\pi D_x H_{CS}}$ e $v_{\theta CS}$ conforme equação (3.6).

Uma vez que temos o tamanho do corte, pode-se ajustar uma curva do grau de eficiência. Barth determinou uma “curva universal” empírica. Dirgo e Leith (1985) montaram esta de uma forma funcional a obter:

$$\eta(x) = \frac{1}{a + \left(\frac{x_{50}}{x}\right)^{6.4}} \quad (3.14)$$

Integrando a equação (3.14) utilizando a função peso $F_a(x)$ (Equação 2.6) obteremos a eficiência global do separador.

$$\eta = \int \eta(x) F_a(x) dx = \sum \eta(x) F_a(x) \quad (3.15)$$

3.1.2.2 Modelo de Rietema

O modelo de tempo-de-vôo original foi proposto por Rosin (1932), que compara o tempo necessário para uma partícula injetada pela entrada em alguma posição radial alcançar a parede do ciclone, com o tempo disponível para isso. Considera-se o menor tamanho de partícula que pode atravessar toda a largura da jato de entrada antes de atingir a parte inferior do ciclone como uma partícula de tamanho crítico, que é denominada x_{50} . O comprimento total do caminho para a partícula que está próxima à parede (assumida cilíndrica) é $\pi D N_s$, onde N_s é o número de espirais percorridos pela partícula até a parte inferior do ciclone.

Rietema encontrou empiricamente uma relação entre x_{50} , queda de pressão e geometria dado na equação (3.16) abaixo:

$$\frac{x_{50}^2 (\rho_p - \rho)}{\mu} H \frac{\Delta p}{\rho Q} = 3.5 \quad (3.16)$$

Analogamente ao modelo de Barth, usa-se a equação (3.14) para se encontrar a eficiência global apresentado na equação (3.15).

3.2 MODELAGEM DE TURBULÊNCIA

Os escoamentos nos interiores de separadores ciclônicos em geral são turbulentos. Desta forma, a simulação desse fenômeno é uma etapa importante na modelagem numérica desses dispositivos.

Há diferentes abordagens para estudar os escoamentos turbulentos, entre as quais as principais são a simulação numérica direta (DNS), a simulação de grandes escalas (LES) e a Reynolds Averaged Navier-Stokes equations (RANS) [14, 15].

A simulação numérica direta é uma simulação de dinâmica dos fluidos computacional na qual as equações de Navier-Stokes são resolvidas numericamente, sem qualquer modelo de turbulência. Isso significa que toda as escalas temporais e espaciais da turbulência devem ser resolvidas. O custo computacional do

DNS é muito elevado, mesmo quando os escoamentos são de baixo número de Reynolds. Apesar de todos os avanços computacionais, a demanda durante o processamento é muito alta. Para uma estimativa do custo computacional do DNS nos escoamentos turbulentos em canal o número de pontos nodais, N_{DNS} , necessários para a malha podem ser estimados pela expressão:

$$N_{DNS} = (0,088 Re_H)^{\frac{9}{4}}, \quad (3.17)$$

onde Re_H é o número de Reynolds baseado na velocidade média e altura do canal[12]. Assim, para um escoamento turbulento em placa plana com $Re_H = 500000$, $N_{DNS} = 2,8 \cdot 10^{10}$.

A simulação de grandes escalas (LES) é uma técnica popular para a simulação de escoamentos turbulentos e tem como condição fundamental os grandes vórtices como dependentes da geometria, enquanto os vórtices de escala menor são universais, isto é, as grandes escalas dos vórtices turbulentos são resolvidas, enquanto os vórtices turbulentos dissipativos de pequena escala são modelados. O LES não necessita de recursos computacionais tão grandes como o DNS porque é eliminada a necessidade de resolver os vórtices menores do campo de escoamento, mas pode apesar de tudo exigir recursos significativos, dependendo da porcentagem de energia cinética da turbulência que é resolvida.

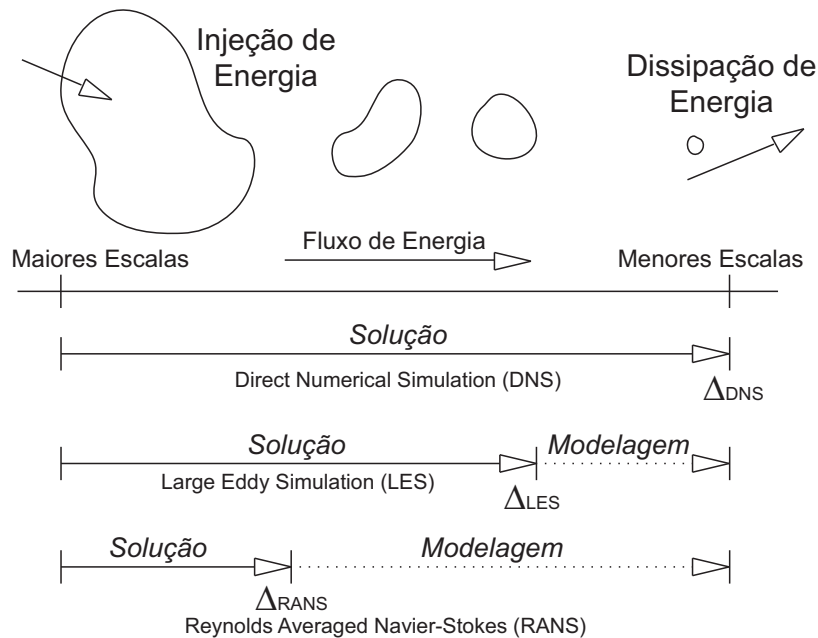


Figura 3.3: Escalas de Turbulência e Abrangência dos Métodos de Solução

Finalmente, na modelagem RANS não são resolvidas todas as escalas de turbulência, sendo todas estas modeladas. Nos modelos de turbulência para as equações RANS, o objetivo é calcular as tensões de Reynolds, havendo que distinguir três grandes famílias de modelos: modelos lineares de viscosidade turbulenta, modelos não lineares de viscosidade turbulenta e modelos de tensões de Reynolds (RSM). Existem modelos mais elementares do que estes, mas no mínimo os modelos consistentes de turbulência, tais como os modelos lineares e não lineares de viscosidade turbulenta fundamentam-se na definição de pelo menos uma escala de velocidades e uma escala dimensional de turbulência que são quantificadas mediante adequadas equações de transporte, de forma direta ou indireta [15].

O RANS é obtido pela separação de Reynolds dos termos em partes médias e flutuações ($u = \bar{u} + u'$) e média das equações de Navier-Stokes. Desta média surge a correlação $\overline{u'_i u'_j}$ conhecida como tensor de Reynolds. Os modelos lineares são modelos de turbulência em que as tensões de Reynolds são modeladas por uma relação linear.

Os modelos não-lineares são a classe de modelos de turbulência para as equações RANS em que o coeficiente de viscosidade turbulenta é utilizado para relacionar o campo de turbulência média com o campo de velocidade média, resultando em uma relação não-linear na velocidade.

O RSM é um modelo de turbulência mais elaborado, onde a abordagem de viscosidade turbulenta foi descartada e as tensões de Reynolds são diretamente calculadas.

3.2.1 Equações Governantes

Todas as equações desta seção são apresentadas em notação indicial. A equação de continuidade é a forma matemática da conservação da massa aplicada a uma partícula de fluido num escoamento, sendo descrita pela Equação 3.18.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0. \quad (3.18)$$

A segunda lei de Newton escrita para uma partícula de fluido (na forma diferencial) exprime a variação de quantidade de movimento em função das forças que atuam na partícula material. Se substituído o tensor das tensões viscosas pela relação constitutiva entre a tensão e a taxa de deformação para fluidos newtonianos obtém-se as equações de Navier-Stokes para um fluido de viscosidade μ , considerando que a única força de campo é devida ao campo gravitacional g_i :

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + u_j \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \mu \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \right] \right\} + \rho g_i. \quad (3.19)$$

Esta equação é válida em qualquer escoamento de fluido newtoniano. No caso de um escoamento turbulento todas as quantidades físicas das equações (3.18) e (3.19) variam no espaço e no tempo e as equações em termos das médias temporais são dadas a seguir.

3.2.2 Equações Médias de Reynolds

As equações médias de Navier-Stokes são as equações que descrevem o escoamento turbulento em termos dos valores médios da velocidade, pressão e densidade. Estas médias são definidas de forma geral com

$$\bar{A} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \hat{A} dx, \text{ onde } \hat{A} = \bar{A} + a', \quad (3.20)$$

sendo que por definição a média temporal das flutuações é nula ($\overline{a'} = 0$).

Assim, nas equações de Navier-Stokes, substitui-se $u_i = \bar{u}_i + u'_i$ (idem para pressões) e faz-se a

média da equação o que resulta nas equações (3.21) (para a massa) e (3.22) (para o momento) para um escoamento incompressível. Como se pode ver, a equação (3.22) apresenta um novo termo com o produto das flutuações de velocidade que representa a contribuição do movimento turbulento ao escoamento médio. A solução das equações médias de Navier-Stokes depende assim de modelos apropriados para este produto da flutuação da velocidade, denominado tensor de Reynolds.

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\bar{u}_i)}{\partial x_i} = 0, \quad (3.21)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\bar{u}_i)}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{\rho}\bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{1}{Re} \mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial \bar{u}_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \right) - \overline{\rho u'_i u'_j} \right] + \frac{1}{Fr} \bar{\rho} \bar{g}_i, \quad (3.22)$$

onde Fr representa o número de Froude e Re é o número de Reynolds.

Os modelos de turbulência RANS mais utilizados são do tipo viscosidade turbulenta e os modelos de tensões de Reynolds. Nos primeiros modelos, resolvem-se as equações de transporte da quantidade de movimento, da energia cinética de turbulência e da dissipação de energia cinética de turbulência (modelo $k - \epsilon$) ou da dissipação específica (modelo $k - \omega$). Nos segundos modelos, resolvem-se seis equações de transporte representativas das tensões de Reynolds.

3.2.3 Modelos de Turbulência

Existem três modelos de turbulência comumente empregados na simulação de separadores ciclônicos: o modelo $k - \epsilon$, o $k - \omega$ SST e Reynolds Stress Model (RSM) [16, 17].

3.2.3.1 Modelo $k - \epsilon$

O modelo $k - \epsilon$ é um dos modelos de turbulência mais comuns. É um modelo de duas equações, ou seja, para determinar as tensões de Reynolds é necessário resolver duas equações de transporte adicionais para representar as propriedades turbulentas do escoamento. Isto permite que em um modelo de duas equações a viscosidade turbulenta seja perturbada por efeitos como convecção, difusão de energia turbulenta e sua dissipação. A primeira variável transportada é a energia cinética turbulenta (determina a energia turbulenta) e a segunda é a dissipação turbulenta (determina a escala turbulenta) [15, 5].

A motivação original para o modelo $k - \epsilon$ foi o de melhorar o modelo de comprimento de mistura, bem como para encontrar uma alternativa para a prescrição algébrica da escala de comprimento turbulenta de escoamentos, de moderada a alta complexidade. O modelo $k - \epsilon$ insere-se nesta classe de modelo de turbulência, possuindo robustez, economia e razoável precisão para uma ampla gama de escoamentos turbulentos[18].

A viscosidade turbulenta neste modelo é dada por:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}. \quad (3.23)$$

As equações de transporte de onde é obtida a energia cinética turbulenta, k , e a taxa de dissipação, ε , são:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon, \quad (3.24)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k) - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} \rho - Y_M + S_\varepsilon. \quad (3.25)$$

Os parâmetros de fechamento tomam os seguintes valores:

$$C_{1\varepsilon} = 1,44, \quad C_{2\varepsilon} = 1,92, \quad C_\mu = 0,09, \quad \sigma_k = 1,0, \quad \sigma_\varepsilon = 1,3. \quad (3.26)$$

Uma das primeiras simulações CFD de separadores de ciclone foi feito por Boysan [19]. Ele concluiu que o modelo $k - \varepsilon$ de turbulência é insuficiente para simular fluxos com recirculação, pois adota a suposição de turbulência isotrópica, não sendo adequado para o fluxo num ciclone que tem turbulência anisotrópica [17]. Assim, ele eleva a viscosidades turbulenta excessivamente e retorna velocidades tangenciais irrealistas. Por esta razão, o modelo $k - \varepsilon$ não será empregado neste trabalho.

3.2.3.2 Modelo ($k - \omega$) SST

O modelo de turbulência $k - \omega$ SST é um modelo de viscosidade turbulenta de duas equações que se tornou muito popular. A formulação do transporte de tensão cisalhante (SST) combina o melhor dos dois mundos. A utilização da formulação de $k - \omega$ nas regiões interiores da camada limite torna o modelo utilizável diretamente em todo o caminho até à parede através da sub-camada viscosa. Por este motivo, o modelo de $k - \omega$ SST pode ser usado como um modelo de turbulência de baixo Re sem funções extras de amortecimento [5].

A formulação SST também muda para um comportamento similar ao $k - \varepsilon$ na corrente livre e, assim, evita o problema do $k - \omega$ comum, que é um modelo muito sensível às propriedades turbulentas no fluxo de entrada livre. O modelo $k - \omega$ SST tem a vantagem do bom comportamento em gradientes adversos de pressão e zona de separação. As equações para a energia cinética turbulenta (3.27), k , e a taxa de dissipação (3.28), ε , são as seguintes:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu + \mu_t \sigma_k) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \rho \omega k \beta^*, \quad (3.27)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \omega \bar{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t \sigma_\omega) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \frac{\gamma}{\nu_t} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + 2(1 - F_1) \frac{\rho \sigma_\omega 2}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} - \rho \omega^2 k \beta. \quad (3.28)$$

E a viscosidade turbulenta é computada pela equação (3.29):

$$\mu_t = \frac{\rho a_1 k}{\max(a_1 \omega, \Omega F_2)}, \quad (3.29)$$

onde F_1 e F_2 são coeficientes de fechamento.

O modelo $k - \omega$ SST produz níveis de turbulência muito elevados em regiões com grande tensão normal, como regiões de estagnação e regiões com forte aceleração. Embora esta tendência seja muito menos exagerada do que com um modelo normal $k - \varepsilon$, este fato gera um inconveniente similar ao $k - \varepsilon$. Além disso, $k - \omega$ não pode prever a zona de recirculação e os vórtices de Rankine no turbilhonamento advindo de um escoamento com maior intensidade [16, 17]. Assim sendo, o modelo $k - \omega$ não será adotado neste trabalho.

3.2.3.3 Modelo RSM

Abandonando a hipótese de viscosidade turbulenta, que no caso dos modelos anteriores são todos isotrópicos, o modelo de segunda ordem fecha as equações de Reynolds resolvendo as equações de transporte para as tensões de Reynolds, juntamente com uma equação para a taxa de dissipação. Isto significa que cinco equações de transporte adicionais são necessários em escoamentos bidimensionais e sete equações de transporte adicionais devem ser resolvidas para escoamentos tridimensionais. Uma vez que a resolução das equações no RSM, para os efeitos que racionalizam a curvatura, turbilhões, rotação e de rápidas mudanças na taxa de deformação, é realizada de uma forma mais rigorosa do que nos modelos anteriormente descritos, passa a ser o modelo que tem maior potencial para dar previsões precisas para os escoamentos mais complexos [5].

No entanto, a fidelidade das previsões RSM é ainda limitada pelos pressupostos de fechamento utilizados nos vários termos das equações exatas de transporte para a tensão de Reynolds. A modelagem do termo da pressão-deformação e dos termos da taxa de dissipação é particularmente desafiadora, e muitas vezes considerados responsáveis por comprometer a precisão das previsões do RSM [15].

Este modelo nem sempre produz resultados superiores aos modelos mais simples, sobretudo em escoamentos simples, mas deve ser utilizado quando as características do escoamento são fortemente influenciadas pela anisotropia nas tensões de Reynolds, ou pela curvatura das linhas de corrente, entre outras.

As equações de transporte exatas para o transporte das tensões de Reynolds, $\overline{\rho u'_i u'_j}$, podem ser escritas como segue na equação (3.30):

$$\frac{\partial \overline{\rho u'_i u'_j}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\overline{\rho \bar{u}_k u'_i u'_j} \right) = P_{ij} + \phi_{ij} + D_{T,ij} - \epsilon_{ij}, \quad (3.30)$$

onde P_{ij} é o termo de produção de $\overline{u'_i u'_j}$ e não necessita de modelagem, já que envolve velocidade média e os componentes do tensor de Reynolds que é a principal variável desconhecida do sistema. P_{ij} é apresentado na equação (3.31).

Entretanto na equação (3.30), nos termos $D_{T,ij}$ - que representa a difusão do tensor de Reynolds -, ϕ_{ij} - que equivale ao tensor de pressão - e ϵ_{ij} - dissipação de $\overline{u'_i u'_j}$ - aparecem correlações que geram incógnitas suplementares. Esses termos, portanto, necessitam de modelagem.

$$P_{ij} = -\overline{u'_i u'_k} \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_k} - \overline{u'_j u'_k} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_k}. \quad (3.31)$$

$D_{T,ij}$ pode ser modelado pelo modelo de gradiente de difusão generalizado criado por Daly e Harlow. Entretanto esta equação pode resultar em instabilidades numéricas. Assim, esta pode ser simplificada a equação (3.32), sendo o termo de viscosidade turbulenta, μ_t , calculado de forma similar ao empregado no modelo $k - \varepsilon$.

$$D_{T,ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial \overline{u'_j u'_k}}{\partial x_k} \right). \quad (3.32)$$

$$\phi_{ij} = \phi_{1,ij} + \phi_{2,ij} + \phi_{3,ij}. \quad (3.33)$$

O termo de correlação do tensor de pressão ϕ_{ij} presente na equação (3.30) compreende três contribuições conforme apresenta a equação (3.33). Ele representa uma troca ou uma redistribuição entre os componentes de tensão, sem afetar a soma das tensões normais, ou seja, sem afetar a energia turbulenta. A primeira parte, $\phi_{1,ij}$, é chamada termo de pressão lento e representa o retorno à isotropia devido puramente as interações turbulentas. A segunda parte, $\phi_{2,ij}$, tem como nome termo de pressão rápido e representa o retorno à isotropia devido as interações entre a turbulência e o gradiente de velocidade média. A terceira parte, $\phi_{3,ij}$, é denominado termo de reflexão e é responsável pelo amortecimento da componente de flutuação de velocidade próximo, e perpendicular, à parede [20].

A razão de dissipação do tensor de Reynolds, ϵ_{ij} , é assumida como

$$\epsilon_{ij} = \frac{2}{3} \varepsilon \delta_{ij}, \quad (3.34)$$

onde ε é a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta. A viscosidade do fluido dissipa a maior parte da energia por meio dos pequenos vórtices (escala de Kolmogorov) que se comportam isotropicamente, em média. Assim, aproximadamente, as taxas de dissipação das tensões normais $\overline{u_i^2}$, serão tomadas como iguais e as do tensões tangencial $\overline{u'_i u'_j}$ (onde $i \neq j$) considerado nulo [20].

Devido a impossibilidade da obtenção de boas previsões pelos modelos que exigem menor esforço computacional ($k - \varepsilon$ e $k - \omega$), o modelo RSM será o escolhido para o desenvolver deste trabalho.

3.3 MODELAGEM DA FASE PARTICULADA

Para determinar a trajetória das partículas, a conservação do momento linear das partículas é expressa pela segunda lei de Newton de movimento conforme a equação 3.35,

$$\underbrace{\rho^p V_p}_{m_p} \frac{DV_{ins}^p}{Dt} = \underbrace{S_{V_p}}_{\sum F}, \quad (3.35)$$

onde m_p representa a massa de uma partícula, ρ^p a densidade das partículas, V_p o volume das partículas e $V_{ins}^p = (u_{ins}^p, v_{ins}^p, w_{ins}^p)$ a velocidade instantânea das partículas. Na equação 3.35, o lado esquerdo é a derivada Lagrangeana seguindo a partícula, a derivada material da velocidade da partícula, enquanto que o lado direito, o termo S_{V_p} representa a soma das forças que atuam sobre a partícula composta pelas

seguintes contribuições: (i) as forças que atuam sobre uma partícula devido à interação com as outras partículas, (ii) as forças que atuam em uma partícula devido ao movimento do fluido, (iii) as forças de volume que atuam sobre a partícula, independentemente do movimento. Estas forças incluem o arrasto viscoso, efeitos devido à aceleração da partícula dentro do fluido como a força de Basset e efeito da massa virtual, efeito de Magnus, força de sustentação, flutuação de Arquimedes e forças devido à distribuição de pressão [5].

Na maior parte dos escoamentos práticos de interesse da engenharia, a força de arrasto é a mais importante força exercida sobre as partículas pela ação do fluido circundante. A força denominada massa virtual origina devido a aceleração entre o fluido e as partículas. Essa força se torna dominante quando existe uma diferença significativa na densidade do fluido e das partículas em um escoamento em desenvolvimento. A força de Basset é devida à natureza transitória da camada limite das partículas. A força de Magnus resulta quando uma partícula em rotação desloca-se em um meio fluido, especialmente para altos números de Reynolds. Em baixos números de Reynolds, Saffman [5] demonstrou, entretanto, que uma pequena partícula girando que se move em um escoamento cisalhante uniforme experimenta uma força de sustentação devida aos gradientes locais de velocidades do fluido. As forças de volume devida à gravidade, ou flutuação de Arquimedes, são comuns na maioria das análises de escoamentos multifásicos, e deve-se restringir uma descrição de que apenas esta força atue sobre as partículas na modelagem da trajetória. A flutuação tem origem na diferença de densidades entre o fluido e as partículas, enquanto que as forças dos gradientes de pressão são devidas à aceleração do fluido ocupa o volume das partículas, na ausência destas [5, 21].

Considerando-se o movimento de uma partícula esférica imersa em um fluido que escoar com velocidade instantânea definida por $V_{ins}^f = (u_{ins}^f, v_{ins}^f, w_{ins}^f)$, as expressões matemáticas para as forças relevantes são:

- Força de Arrasto:

$$F_{\text{Arrasto}} = \frac{\pi}{8} \rho^f d_p^2 C_D \left(V_{ins}^f - V_{ins}^p \right) \left| V_{ins}^f - V_{ins}^p \right|, \quad (3.36)$$

- Força de Massa Virtual:

$$F_{\text{Massa Virtual}} = K_A \rho^f V_p \frac{d \left(V_{ins}^f - V_{ins}^p \right)}{dt}, \quad (3.37)$$

- Força de Basset:

$$F_{\text{Basset}} = K_B d_p^2 \sqrt{\pi \rho^f \mu^f} \int_{t_0}^t \frac{d \left(V_{ins}^f - V_{ins}^p \right)}{dt} \frac{ds}{\sqrt{t-s}}, \quad (3.38)$$

- Força de Magnus:

$$F_{\text{Magnus}} = \frac{\pi}{8} \rho^f d_p^3 \omega_p e_{ijk} n_{1;j} \left(V_{ins}^f - V_{ins}^p \right), \quad (3.39)$$

- Força de Sustentação de Saffman:

$$F_{\text{Saffman}} = K_L \mu^f d_p^2 \left(V_{ins}^f - V_{ins}^p \right) \sqrt{\frac{\rho^f G}{\mu^f}}, \quad (3.40)$$

- Flutuação:

$$F_{\text{Flutuação}} = \left(\rho^p - \rho^f \right) V_p g, \quad (3.41)$$

- Força de Gradiente de Pressão:

$$F_{\text{Pressão}} = -\rho^f V_p \frac{DV_{ins}^f}{Dt}, \quad (3.42)$$

onde ρ^f é a densidade do fluido; μ^f viscosidade do fluido; d_p diâmetro da partícula; V_p de uma partícula esférica é dada por $\pi d_p^3/6$, $n_{1;j}$, um vetor unitário na direção do vetor de momentum angular (ω_p) para os quais a notação utilizada aqui foi explicada por Panton e G a magnitude do gradiente de velocidade do escoamento cisalhante. O tensor e_{ijk} que aparece na força de Magnus é definido como $e_{ijk} = +1$ se i , j e k são diferentes e em ordem cíclica, $e_{ijk} = -1$ se i , j e k são diferentes e anti-cíclico e $e_{ijk} = 0$ se quaisquer dois índices são os mesmos. Para a força de arrasto na equação (3.36), o coeficiente de arrasto que é designado por C_D é normalmente uma função do número de Reynolds das partículas. Relações adequadas de coeficiente de arrasto para diferentes tipos de escoamentos devem ser considerados. As constantes para a força de massa virtual, força de Basset e de sustentação são $K_A = 0,5$, $K_B = 6$ e $K_L = 1,615$.

Para estimar a dispersão de partículas devido à turbulência, é necessário conhecer a evolução do escoamento turbulento. O uso das equações (3.35) - (3.42) são suficientes para se obter a velocidade instantânea das partículas, desconsiderando-se a transferência de calor e massa entre as partículas e o fluido circundante. Graças à pequena densidade do gás e à experiência adquirida no desenvolvimento das simulações de separadores ciclônicos [17, 16, 20, 8] as forças com ordem de grandeza relevante ao caso são a força de arrasto e a de flutuação, sendo, as demais desconsideradas neste trabalho. Estas simplificações também são devidas aos baixos números de Reynolds da partícula (Eq. 3.43), onde $||U'||$ é a velocidade relativa entre a partícula e o gás e d é o diâmetro da partícula.

$$Re_p = \frac{\rho ||U'|| d}{\mu}, \quad (3.43)$$

3.4 MÉTODO NUMÉRICO DE DISCRETIZAÇÃO

Existem vários métodos numéricos de resolução das equações governantes, como o método das diferenças finitas (FDM), o método dos elementos finitos (FEM) e o método dos volumes finitos (FVM). O método dos volumes finitos é o método utilizado pelo ANSYS Fluent e é uma técnica frequentemente utilizada em CFD.

O primeiro passo no FVM é dividir o domínio em um número de volumes de controle (células) onde a variável de interesse está localizada no centróide do volume de controle. O passo seguinte é integrar a forma diferencial das equações governantes (muito semelhante à abordagem do volume de controle) ao longo de cada volume de controle. Na equação resultante, as derivadas e os fluxos são determinados segundo formas de interpolação definidas, resultando em uma equação para as variáveis nos centróides das células. Essa equação, denominada equação de discretização expressa a lei de conservação para a variável dentro do volume de controle [15]. A figura 3.4 mostra uma discretização típica de volumes finitos, ou células, e os respectivos centróides.

Historicamente, os métodos de volumes finitos usaram malhas estruturadas para a redução do tempo

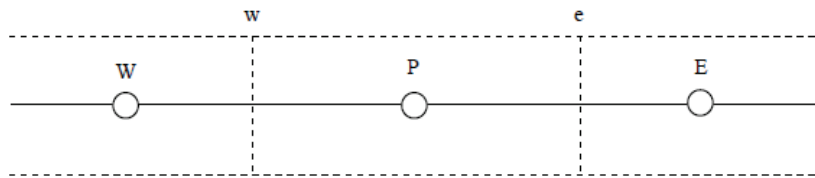


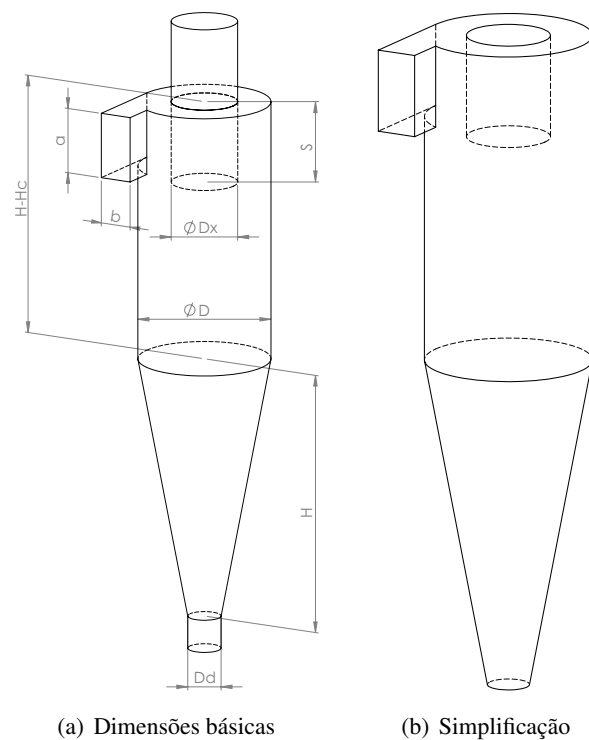
Figura 3.4: Volumes Finitos em uma Dimensão

computacional. Atualmente, as malhas não estruturadas tornaram-se mais populares para simular escoamentos em geometrias complexas.

3.5 VALIDAÇÃO

3.5.1 Geometria e Condições de Contorno

Wang et al (2006) conduziram experimentos numéricos e físicos em um separador ciclônico tipo Lapple [17], onde os experimentos físicos foram realizados a fim de validar os numéricos. A figura 3.5(a) mostra as notações das dimensões usadas no caso. Na figura 3.5(b) é evidenciada a simplificação do caso através da supressão dos dutos de saída superior e inferior do ciclone. A tabela 3.1 apresenta os valores das cotas indicadas na figura 3.5.



(a) Dimensões básicas

(b) Simplificação

Figura 3.5: Geometria da Validação.

As condições de contorno para a simulação são apresentadas na tabela 3.2.

Tabela 3.1: Dimensões Básicas do Caso - Validação

Legenda	Dimensão [mm]
D	200
$H - H_c$	400
D_x	100
S	125
a	100
b	50
H_c	400
D_d	50

Tabela 3.2: Condições de Contorno - Validação

Entrada		
Ar	Velocidade	20 m/s
	Temperatura	27° C
Partícula	Velocidade	20 m/s
	Distribuição de tamanho	Rosin-Rammler
	Diâmetro Característico	29.9 μm
	Parâmetro de Distribuição	0.806
	Densidade	3320 kg/m³
	Taxa de injeção	0.1 kg/s
Saída		
Superior	Pressão	1 atm
Inferior	Sem condição imposta	
Modelagem		
Turbulência	Sem interações entre partículas	
	Incompressível	
	Isotérmico	
	Reynolds Stress Model	

3.5.2 Convergência de Malha

Com a realização do teste de malha é possível obter uma solução que seja independente da malha, o que é conseguido realizando refinamentos sucessivos. De forma geral, um teste de malha objetiva verificar a convergência do método numérico. Um método numérico é convergente se a solução das equações discretizadas tende para solução exata da equação diferencial parcial com o refinamento da malha.

A tabela 3.3 mostra as características adotadas no processo de geração de malhas. Estas serão também adotadas para o caso objeto deste trabalho.

Tabela 3.3: Características da malha - Validação

Conceito	Parâmetro
Arranjo	Não-estruturado
Discretização planar	Triangular
Discretização volumétrica	Tetraédrica
Refino na parede	Não

A Figura 3.6 apresenta a vista aproximada de corte de uma malha típica no plano yz sendo o eixo central coplanar a este. A visualização dos elementos internos mostra o mesmo grau de refino das superficiais. Caso a malha interna possua células com dimensões maiores do que as da superfície, como em grande parte das simulações CFD, pode ser reduzida a demanda computacional. Entretanto, os resultados poderiam apresentar variações abruptas em regiões onde se tem grande interesse em analisar gradientes de pressão e velocidade.

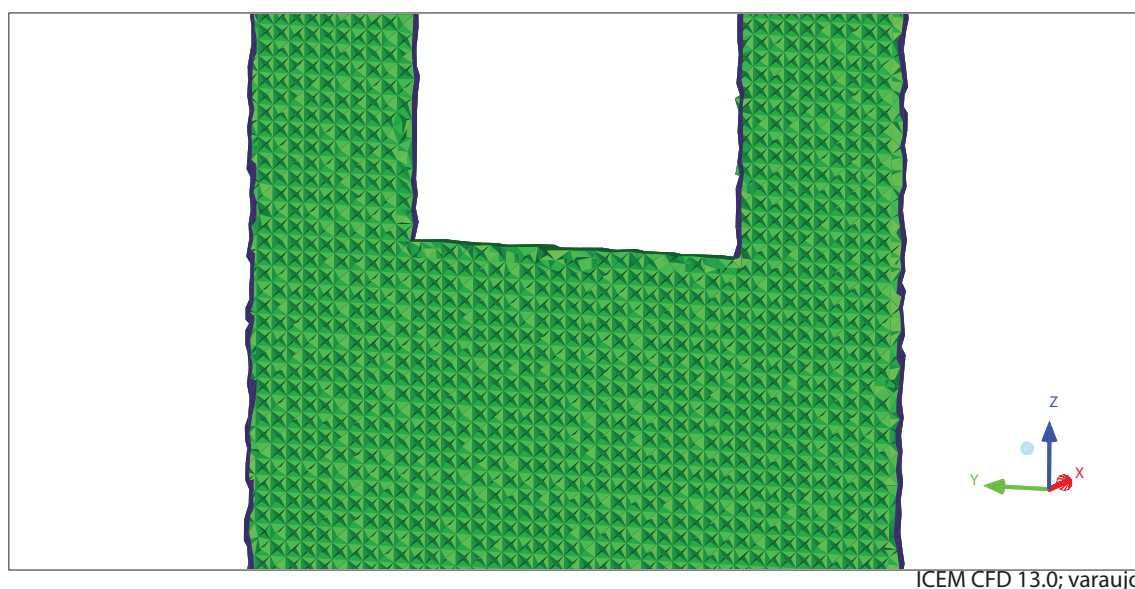


Figura 3.6: Vista em corte da malha típica no plano yz

A partir da geometria utilizada, foi conduzido o estudo de convergência de malha a fim de encontrar a estabilidade dos resultados obtidos da simulação. Inicia-se o teste a partir da malha mais grosseira,

submetendo-a a sucessivos refinamentos até que seja possível observar estabilidade numérica. A tabela (3.4) apresenta os resultados obtidos para a eficiência e para a queda de pressão a partir de tais malhas.

Tabela 3.4: Número de nós e resultados do teste de malha

Malha	Nº de Células	Dimensão Elemento [mm]	Max. Queda de Pressão (Δp) [Pa]	Eficiência (η) [%]
1	11215	30	379.87	80
2	14376	27	489.53	98.75
3	20460	24	551.07	99.86
4	29850	21	608.86	99.89
5	47147	18	672.56	99.3
6	79549	15	756.4	97.42
7	151406	12	924.9	96.01
8	349974	9	1162.73	94.92
9	414919	8	1153.93	94.12
10	1998963	5	1148.48	94.33

As figuras 3.7 e 3.8 apresentam a convergência da malha para a queda de pressão e eficiência global do separador, respectivamente, em função do tamanho máximo do volume. Os resultados apresentados mostram que o investimento feito na malha 9 foi suficiente para produzir resultados convergentes e estáveis, sem a necessidade de maior custo computacional, como na malha 10. Para a validação, portanto, será adotado como tamanho máximo de elemento 8.5 *mm*.

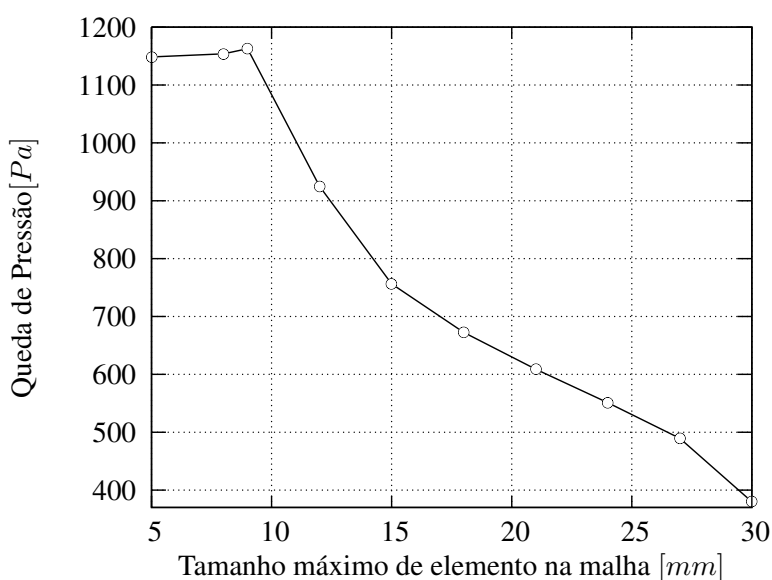


Figura 3.7: Convergência de malha em função da queda de pressão - Validação

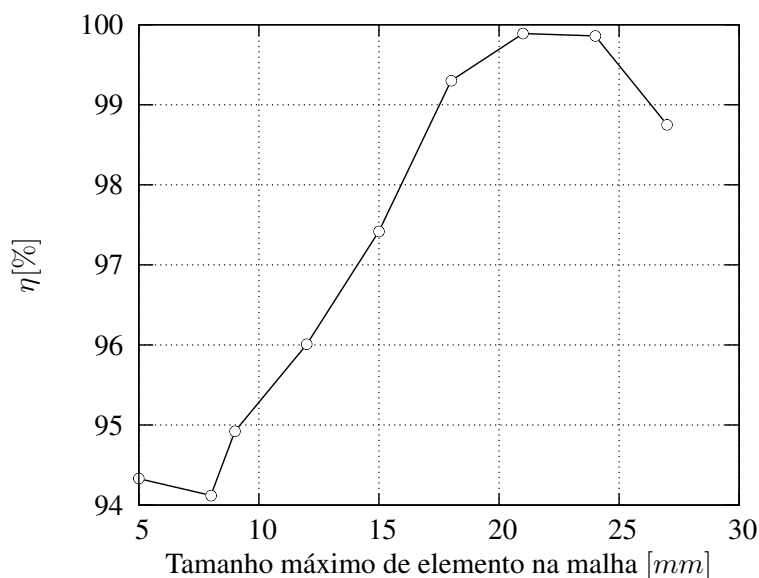


Figura 3.8: Convergência de malha em função da eficiência - Validação

3.5.3 Velocidade Tangencial

O vórtice no corpo principal do ciclone abaixo do tubo de saída do gás define uma velocidade tangencial que varia com o raio do ciclone. Assim como o raio decresce a partir da parede em direção ao centro do ciclone, aumenta a velocidade tangencial até um máximo que ocorre num raio ligeiramente inferior o raio exterior do tubo de saída de gás. Em raios muito menores do que os do tubo de saída de gás, a velocidade tangencial diminui para um valor muito mais baixo no centro.

O vórtice interno (núcleo do vórtice) gira a uma velocidade muito maior do que o vórtice exterior. Na ausência de carga de sólidos, o raio deste vórtice interno foi medido como sendo de $0,4$ a $0,8R_x$. Com entradas de ciclone tangencial, ou voluta, o vórtice não é exatamente alinhado com o eixo. A não simetria da entrada tangencial faz com que o eixo do vórtice seja ligeiramente excêntrico em relação ao eixo do ciclone. Isto significa que a parte inferior do vórtice é deslocada a uma certa distância a partir do eixo, e pode gerar uma recirculação de sólidos descendentes se o vórtice fica muito perto da parede da seção cônica do ciclone [6].

A Figura 3.9 mostra a velocidade tangencial experimental [17] e numérica na seção cilíndrica do ciclone. O corte do qual o resultado é retirado é a união do plano axial e paralelo ao bocal de entrada ao plano médio da seção cilíndrica.

3.5.4 Variação da Velocidade de Entrada

A velocidade do gás de entrada dos ciclones pode variar de cerca de 10 m/s para mais de 40 m/s. A velocidade do gás utilizado depende da aplicação do ciclone. Muitas vezes, os ciclones são utilizados para separar um material caro e frágil, tal como um catalisador. Altas velocidades de gás de entrada resultam em um excessivo atrito do catalisador, assim, para este tipo de operação a velocidade de entrada de gás são

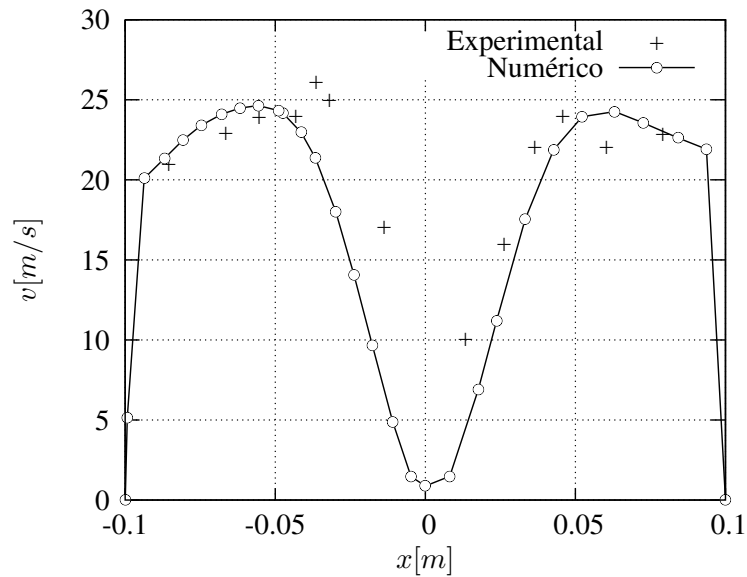


Figura 3.9: Velocidade Tangencial - Validação

reduzidas para minimizar o atrito dos sólidos.

Altas velocidades do gás de entrada também resultam em altas quedas de pressão. Pelo fato da queda de pressão no ciclone ser proporcional ao quadrado da velocidade do gás de entrada ($\Delta p \propto \rho_g g V_{in}^2$), diminuindo a velocidade de entrada do gás é possível reduzir significativamente a queda de pressão através do ciclone. Isto irá reduzir os gastos com energia, reduzir o comprimento do ciclone e manutenções de vedação.

Como já referido anteriormente, os parâmetros econômicos mais importantes de um ciclone são eficiência de separação e queda de pressão. Geralmente, o aumento da velocidade de entrada do gás aumentará a eficiência da separação, mas também aumentará a queda de pressão. Os experimentos [17] e resultados numéricos foram conduzidos para encontrar o efeito da velocidade de entrada na eficiência de separação e na queda de pressão.

Como mostrado na figura 3.10, a queda de pressão aumenta com o velocidade do gás de admissão, e há uma boa concordância entre predito e os resultados medidos. A Figura 3.11 mostra que o eficiência global pode ser melhorada com o aumento da velocidade do gás de entrada, como se esperava. A previsão coincide satisfatoriamente com a medição.

Vale ressaltar que as correlações empíricas apresentadas (Modelo de Barth entre outros) são comumente utilizados para o projeto de ciclones. Não há dados na literatura técnica sobre as incertezas das medições experimentais. Entretanto é possível estimar as variações típicas dos parâmetros dos separadores pelas diferenças entre os resultados experimentais e os previstos pelas correlações. Observa-se que nos resultados encontrados para eficiência de separação e queda de pressão pelo modelo numérico são tão (ou, em alguns pontos, mais) próximos dos experimentais do que os resultados obtidos pelo modelo de Barth.

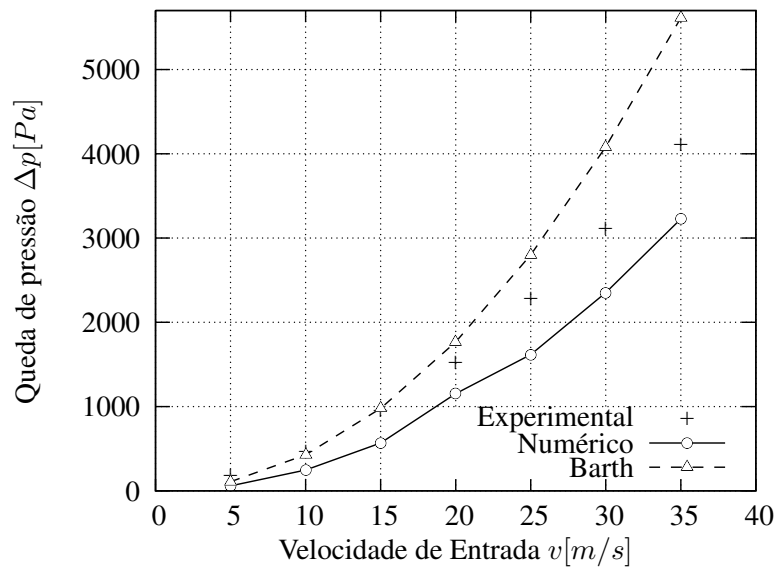


Figura 3.10: Queda de pressão em função da variação da velocidade de entrada - Validação

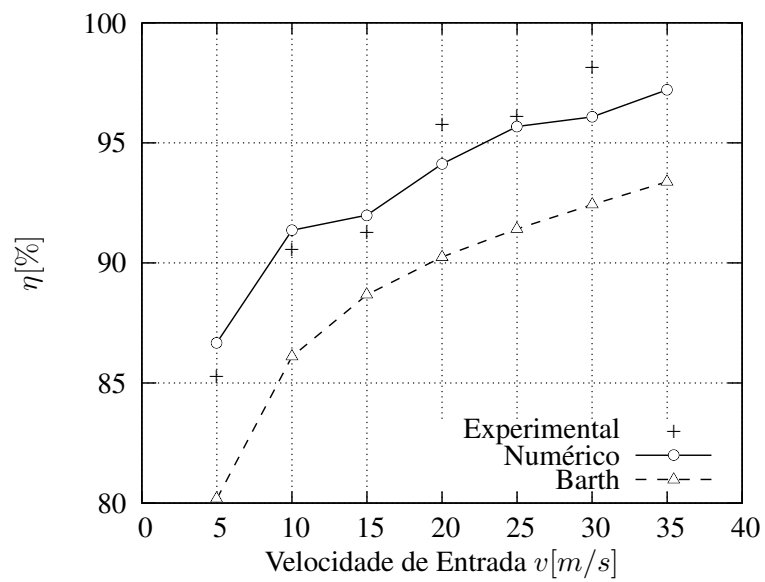


Figura 3.11: Eficiência em função da variação da velocidade de entrada - Validação

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Este capítulo apresenta os resultados das simulações numéricas para as condições operacionais propostas neste trabalho.

4.1 GEOMETRIA E CONDIÇÕES DE CONTORNO

Para a avaliação da influência do comprimento do tubo de imersão foi escolhido o ciclone do quarto estágio da terceira linha de produção da Votorantim Cimentos - Unidade Sobradinho/DF. A figura 4.1(a) mostra a geometria completa do ciclone. Na figura 4.1(b) é mostrada a simplificação da geometria pela supressão do duto de saída superior do ciclone. A figura 4.2 apresenta as dimensões da geometria, sendo os valores correspondentes a estas mostrados na tabela 4.1. As condições de contorno para a simulação são apresentadas na tabela 4.2.

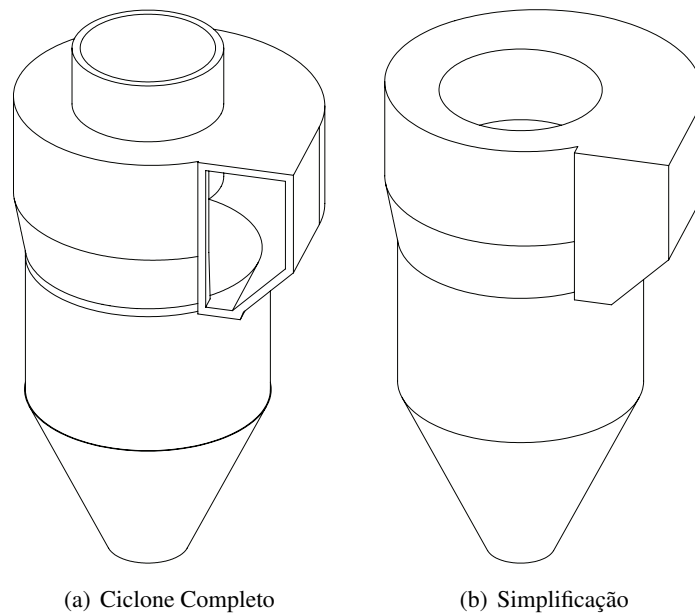


Figura 4.1: Geometria do Ciclone.

Tabela 4.1: Dimensões do Caso

Legenda	Dimensão [mm]
D_u	6600
D_i	6160
d	4087
s	2043
h	8582
H	8885

Continua na próxima página

Tabela 4.1 – Continuação da página anterior

Legenda	Dimensão [mm]
a	2948
A	4714
b	2445
B	2885
R_1	4562
R_2	4782
Y	434
R_3	4348
R_4	3734
d_u	2153
H_k	4768
L_k	5261
L_u	2700

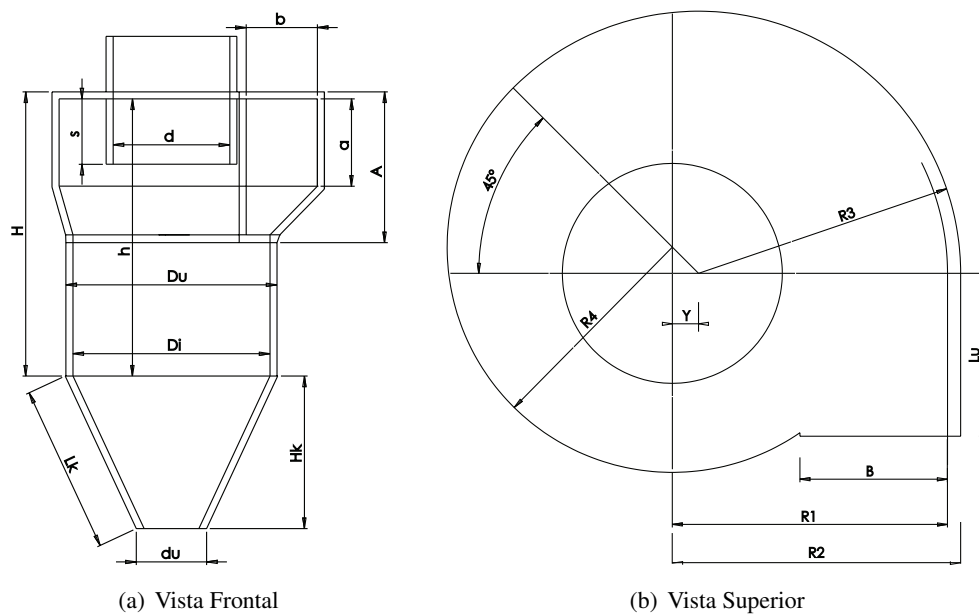


Figura 4.2: Dimensões do Ciclone.

4.2 CONVERGÊNCIA DE MALHA

A tabela 3.3 mostra as características adotadas no processo de geração de malhas.

A partir da geometria utilizada, foi conduzido o estudo de convergência de malha a fim de encontrar a estabilidade dos resultados obtidos da simulação. Inicia-se o teste a partir da malha mais grosseira,

Tabela 4.2: Condições de Contorno

Entrada		
Ar	Velocidade	$19,4m/s$
	Temperatura	$800^{\circ}C$
Partícula	Velocidade	$19,4m/s$
	Distribuição de tamanho	Rosin-Rammler
	Diâmetro Característico	$29.9 \mu m$
	Parâmetro de Distribuição	0.806
	Densidade	$3320 kg/m^3$
	Taxa de injeção	$34,7kg/s$
Modelagem		
Sem interações entre partículas		
Incompressível		
Isotérmico		
Turbulência	Reynolds Stress Model	

submetendo-a a sucessivos refinamentos até que se seja possível observar a tendência à estabilidade numérica. A tabela 4.3 apresenta os resultados obtidos para a eficiência e para a queda de pressão com 10 malhas progressivamente mais refinadas.

Tabela 4.3: Número de nós e resultados do teste de malha

Malha	Nº de Células	Elemento [mm]	Δp [Pa]	η [%]
1	43747	500	329.40	47.21
2	59383	450	344.06	48.01
3	82203	400	355.70	57.15
4	122033	350	379.56	68.61
5	191934	300	389.91	77.89
6	234844	280	404.86	83.96
7	330023	250	411.16	80.13
8	403552	230	411.36	77.07
9	610801	200	413.23	76.76
10	1446759	150	412.49	76.46

As figuras 4.3 e 4.4 apresentam a convergência da malha pela queda de pressão e eficiência global do separador, respectivamente, em função do tamanho máximo do volume. Os resultados apresentados mostram que o investimento feito na malha 8 foi suficiente para produzir resultados convergentes e estáveis, sem a necessidade de maior custo computacional, como na malha 10. Assim sendo, será adotado como tamanho máximo de elemento $230 mm$.

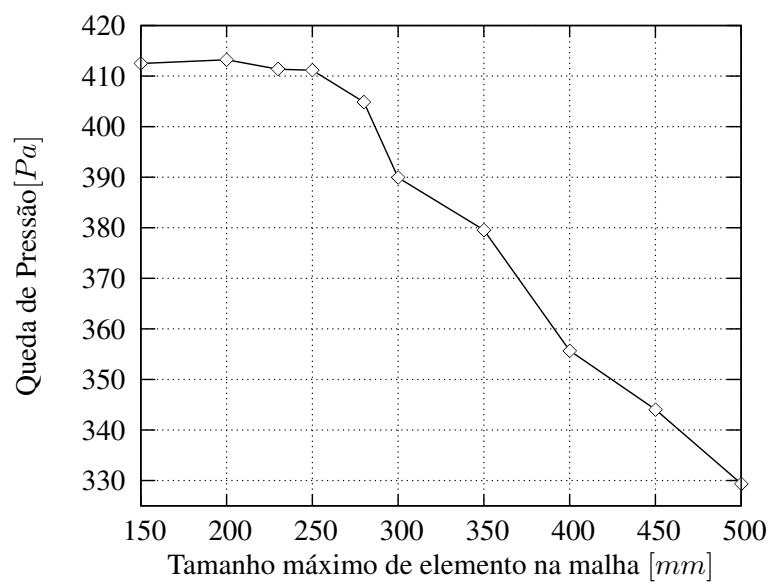


Figura 4.3: Convergência de malha em função da queda de pressão

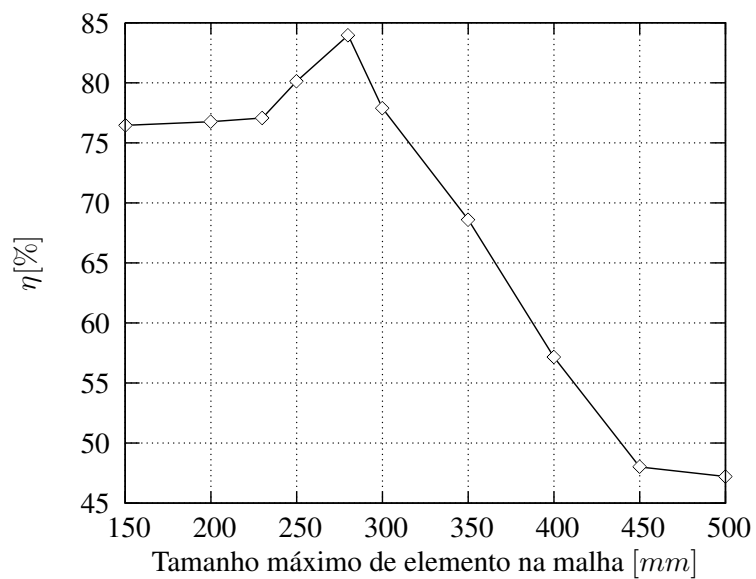


Figura 4.4: Convergência de malha em função da eficiência

4.3 VARIAÇÃO DO COMPRIMENTO DO TUBO DE IMERSÃO

Para impedir que os sólidos provenientes da entrada do ciclone sejam diretamente expelidos para a saída superior do ciclone, um tubo de mesmo diâmetro que a saída do gás é estendido para o ciclone em um nível igual ou inferior ao da seção de admissão dos sólidos. Este tubo é o tubo de saída do gás, ou tubo de imersão, já referido anteriormente. O tubo de saída do gás aumenta a eficiência de um ciclone de baixa carga em relação a um ciclone que não tem um tubo de saída de gás. No entanto, muitos projetistas de ciclone usam um tubo de saída de gás maior do que necessário.

Para cargas baixas, o comprimento do tubo de saída dos gases não deve ser maior que a altura da entrada de sólidos. Para cargas elevadas, o comprimento do tubo da saída de gás ótimo tem se mostrado menor que a altura da entrada dos sólidos. O comprimento do tubo de saída de gás ideal depende da velocidade do gás e da carga de sólidos no ciclone. Em cargas muito elevadas, o comprimento do tubo de gás de saída ótimo foi avaliado [22] como sendo aproximadamente a metade da altura de entrada do ciclone, ou seja, $S = \frac{1}{2}a$.

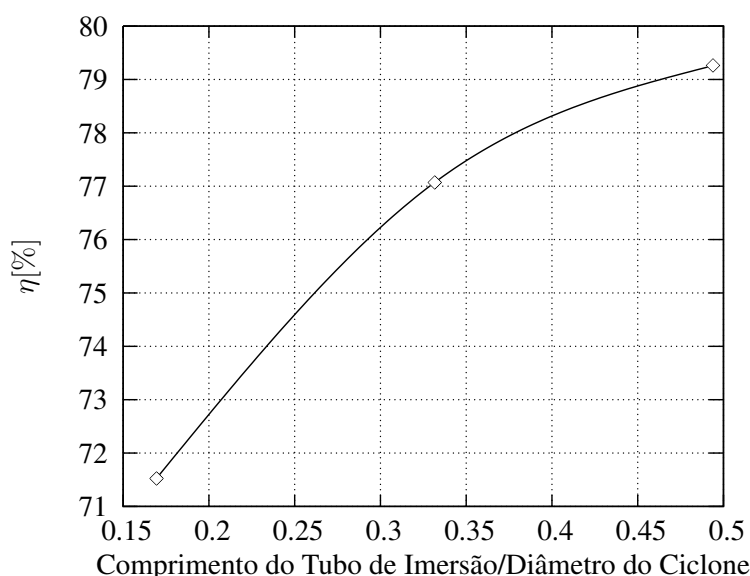


Figura 4.5: Eficiência em função da variação do comprimento do Tubo de Imersão

As figuras 4.5 e 4.6 mostram a variação da eficiência e queda de pressão em função da razão do comprimento do tubo de imersão pelo diâmetro do ciclone, respectivamente. Vale ressaltar que apesar de ser a única correlação algébrica que tem em sua formulação o comprimento do tubo de imersão S , Barth não consegue esboçar corretamente a tendência do comportamento da eficiência. Os resultados obtidos têm o perfil similar ao apresentado por Lewnard et al. [22] em seu trabalho, em que a queda de pressão tem uma relação aproximadamente linear com o comprimento do tubo de imersão, enquanto a eficiência tem uma curva semelhante a uma parábola. O ponto de inflexão desta parábola seria, portanto, a razão do comprimento ideal do tubo de imersão pelo diâmetro da seção cilíndrica do ciclone no quesito eficiência para dada condição operacional.

Hugi e Reh (1998) [23] operaram ciclones com razão de cargas entre 10 e 50 kg_s/kg_g . Eles relatam que se o telhado do ciclone é alargado, o tubo de saída gás não é necessário, e que este tipo de ciclone

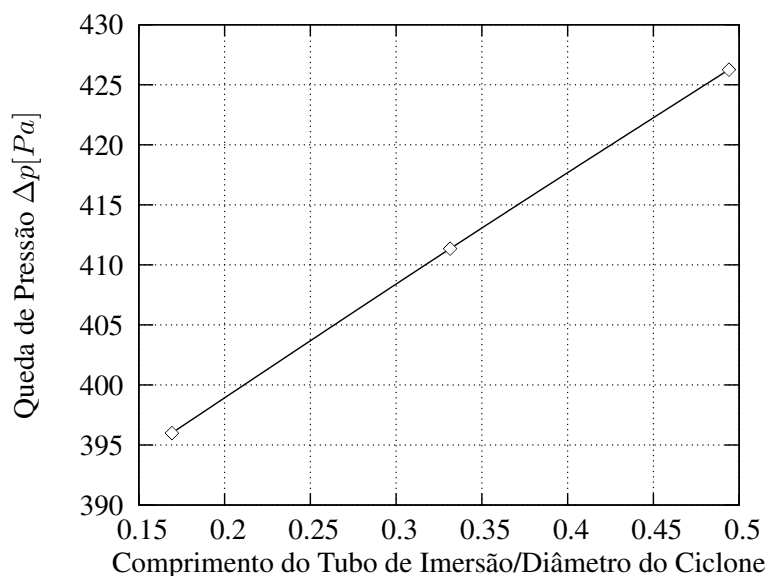


Figura 4.6: Queda de Pressão em função da variação do comprimento do Tubo de Imersão

tem eficiência superior a um ciclone em que o telhado não é alargado e um tubo de saída de gás é usado. Muschelknautz et al. (1999) [24] concordou com esta avaliação, mas descobriu que eficiências mais altas seriam possíveis se o ciclone tivesse telhado alargado e um tubo de imersão fosse utilizado.

A avaliação feita por Muschelknautz et al. e Lewnard et al. [22, 24] indicam que o estudo numérico está em boa concordância com as previsões feitas por estudos anteriores. As subseções posteriores têm a finalidade de traçar o comportamento esperado do separador avaliando variações do comprimento do tubo de imersão em condições operacionais que favoreçam o aumento da produção na linha de cimento.

4.3.1 Variação da Velocidade de Entrada

A velocidade de entrada do ciclone está relacionada sobretudo com a produtividade. Mantendo-se constante a carga mássica de sólidos no gás, o acréscimo de velocidade significa um maior volume de ar sendo aspirado pelo separador e, conseqüentemente, maior fluxo de sólidos pelo ciclone.

As velocidades de entrada avaliadas são a recomendada pelo fabricante, 19,4 m/s, e duas outras velocidades propostas, 25 m/s e 30 m/s. Essas velocidades aumentariam a capacidade de produção de 3000 TPD para 3862 TPD e 4635 TPD, respectivamente.

As figuras 4.7 e 4.8 mostram a variação da eficiência e queda de pressão em função da razão do comprimento do tubo de imersão pelo diâmetro do ciclone para tais velocidades, respectivamente. A figura 4.7 evidencia que o comprimento ideal do tubo de imersão no quesito eficiência é relativo às condições operacionais. Os resultados sugerem que para velocidades mais altas um menor comprimento de tubo seja necessário. Fisicamente esta conclusão é coerente, já que a maiores velocidades a força centrífuga é aumentada conduzindo mais facilmente as partículas para a parede, não sendo necessário um tubo tão extenso para evitar que a trajetória da seção de entrada para a seção de saída de gás seja adotada pela partícula. A curva para velocidade 30 m/s mostra que o aumento exagerado da velocidade torna-se prejudicial à efici-

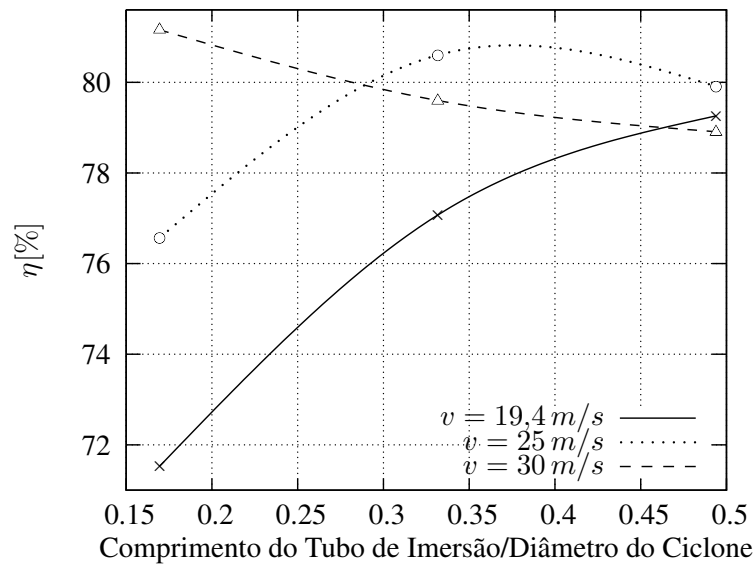


Figura 4.7: Eficiência em função da variação do comprimento do Tubo de Imersão para variadas Velocidades de Entrada

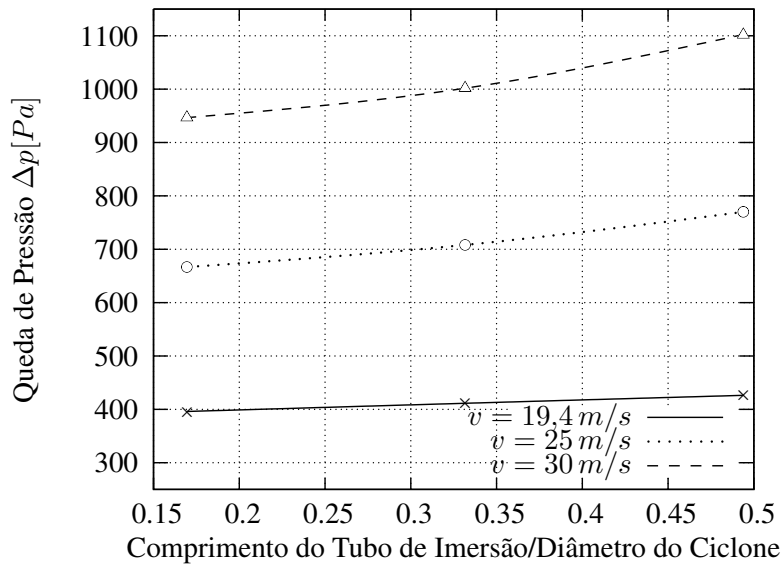


Figura 4.8: Queda de Pressão em função da variação do comprimento do Tubo de Imersão para variadas Velocidades de Entrada

ência, já que aumenta a velocidade axial do separador transportando consigo mais partículas. A figura 4.8 mostra, entretanto, que este aumento de velocidade geraria maiores perdas de carga no separador. Assim, o aumento da produção necessariamente exigiria que o ventilador que supre o ciclone fosse capaz de superar este adicional de queda de pressão.

4.3.2 Variação da Carga de Sólidos

A concentração mássica de sólidos no gás define o regime de fluidização, conforme foi apresentado na seção 2.1. Com maiores cargas de sólidos, um mesmo processo tem maior capacidade produtiva, já que uma maior quantidade de partículas será separada pela ciclone.

Mantendo-se a velocidade de entrada como a recomendada pelo fabricante, 19,4 m/s, foi avaliado o comportamento com a carga inicial do equipamento, 34,7 kg/s, e duas outras cargas são propostas, 44,7 kg/s e 53,65 kg/s. Essas cargas aumentariam a capacidade de produção de 3000 TPD para 3800 TPD e 4500 TPD, respectivamente.

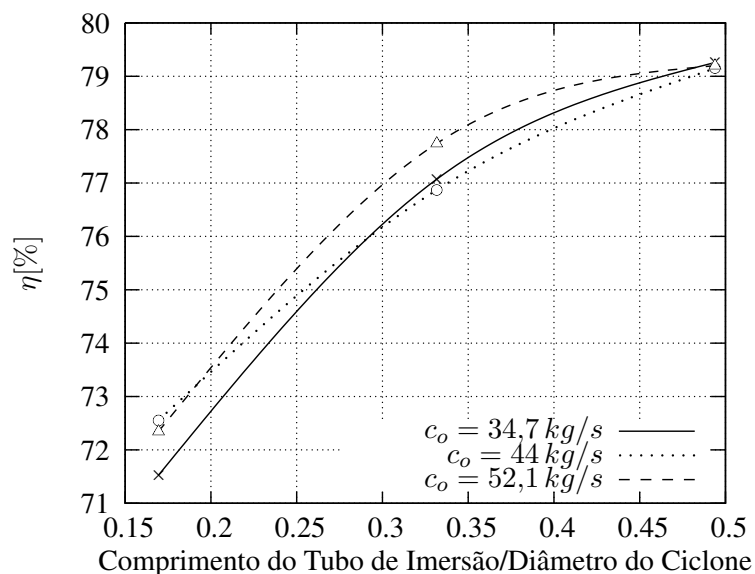


Figura 4.9: Eficiência em função da variação do comprimento do Tubo de Imersão para variadas Cargas de Sólidos

As figuras 4.9 e 4.10 mostram a variação da eficiência e queda de pressão em função da razão do comprimento do tubo de imersão pelo diâmetro do ciclone para tais velocidades, respectivamente. A figura 4.9 apresenta a tendência ao aumento da eficiência com o aumento da carga para menores comprimentos de tubo de imersão. Entretanto, para maiores dimensões do tubo a eficiência é reduzida comparada à obtida para a concentração inicial. Este fato pode ser explicado que por se ter aumentado o número de sólidos, a partícula tem maior dificuldade de alcançar a região da parede ficando mais suscetível à velocidade axial ascendente do gás.

A figura 4.10 mostra uma diminuição da queda de pressão para maiores concentrações em dimensões menores do tubo de imersão. Nota-se, contudo, que para a carga de 52,1 kg/s a tendência linear do acrés-

cimo de queda de pressão não foi atingido. Provavelmente isso é devido a alguma perturbação no regime de escoamento.

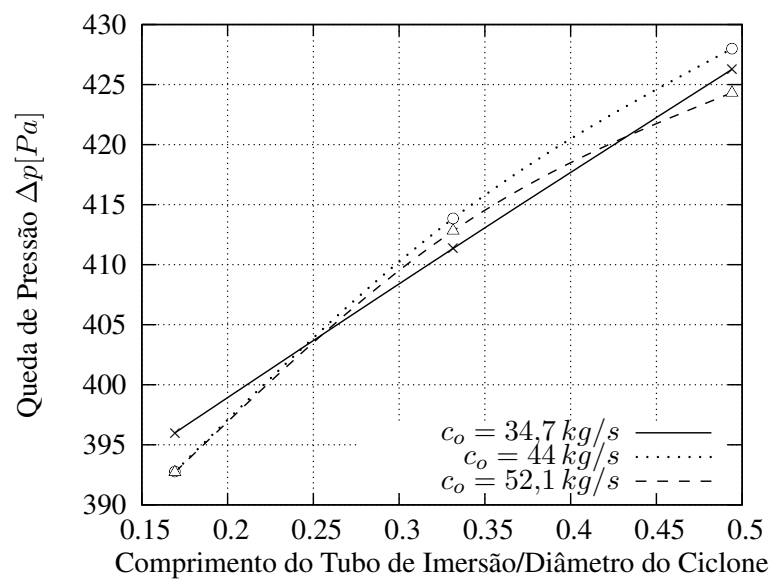


Figura 4.10: Queda de Pressão em função da variação do comprimento do Tubo de Imersão para variadas Cargas de Sólidos

5 CONCLUSÕES

Foi apresentado um estudo numérico da influência do comprimento do tubo de imersão no ciclone do quarto estágio da terceira linha da Votorantim Cimentos - Unidade Sobradinho/DF. Um estudo preliminar foi conduzido a fim de comparar os resultados obtidos na literatura com os calculados numericamente para validar a metodologia numérica.

Para fins de simplificação na discretização, foi suprido o bocal de saída de gás. Assim, a geometria do ciclone foi alterada apenas no comprimento do tubo de imersão. Foram realizadas variações na velocidade do gás de entrada e concentração de sólidos criando um mapa operacional, obtendo resultados relevantes ao tema de separadores ciclônicos para a queda de pressão e eficiência de separação.

A boa concordância entre os valores calculados e obtidos experimentalmente na validação permite a extrapolação dos resultados para o objeto deste trabalho. O modelo estudado proporciona uma forma conveniente para estudar os efeitos de variáveis relacionadas às condições operacionais, da geometria do ciclone e as propriedades das partículas, o que é importante para o desenho ótimo e controle do processo de ciclone, facilitando a otimização geométrica e operacional.

Sugere-se como trabalhos futuros o levantamento das curvas experimentais para as condições operacionais propostas. Devido à dificuldade da realização *in loco* por obstruir as atividades produtivas da linha, propõe-se a construção de um modelo em escala adequada para a efetuação dos estudos. Aconselha-se, também, a manutenção da proximidade Votorantim Cimentos a UnB, de forma que mais projetos possam ser desenvolvidos a partir de problemas reais da indústria.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] KUNII, D.; LEVENSPIEL, O. *Fluidization Engineering*. [S.l.]: Butterworth-Heinemann, 1991. (Butterworth-Heinemann series in chemical engineering). ISBN 9780409902334.
- [2] ASSOCIATION, T. E. C. *Activity Report. "The Cement Sector: a Strategic Contributor to Europe's Future"*. Bruxelles, BE: CEMBUREAU, 2010.
- [3] KOLEV, N. *Multiphase Flow Dynamics 1: Fundamentals*. [S.l.]: Springer, 2007. (Multiphase Flow Dynamics). ISBN 9783540698326.
- [4] BRENNEN, C. *Fundamentals of Multiphase Flow*. [S.l.]: Cambridge University Press, 2005. ISBN 9780521848046.
- [5] YEOH, G.; TU, J. *Computational Techniques for Multiphase Flows*. [S.l.]: Elsevier Science, 2009. ISBN 9780080914893.
- [6] YANG, W. *Handbook of Fluidization and Fluid-Particle Systems*. [S.l.]: Taylor & Francis, 2003. (Chemical Industries). ISBN 9780824702595.
- [7] NATERER, G. *Heat Transfer in Single and Multiphase Systems*. [S.l.]: Taylor & Francis, 2002. (Mechanical and Aerospace Engineering Series). ISBN 9780849310324.
- [8] HOFFMANN, A.; STEIN, L. *Gas Cyclones and Swirl Tubes: Principles, Design and Operation*. [S.l.]: Springer Verlag, 2002. (Engineering online library). ISBN 9783540433262.
- [9] CROWE, C. *Multiphase Flow Handbook*. [S.l.]: Taylor & Francis, 2010. (Mechanical and Aerospace Engineering Series). ISBN 9780849312809.
- [10] NETO, A. S. *Fundamentos da Turbulência nos Fluidos*. [S.l.]: Universidade Federal de Uberlândia, 2003.
- [11] RODRIGUES, J. L. A. F. *Introdução à Turbulência*. [S.l.]: Notas de Aula, 2011.
- [12] DAVIDSON, L. *Fluid mechanics, turbulent flow and turbulence modeling*. [S.l.]: Notas de Aula, Chalmers University of Technology, Department of Applied Mechanics, Division of Fluid Dynamics, 2013.
- [13] FORTUNA, A. de O. *Técnicas computacionais para dinâmica dos fluidos: conceitos básicos e aplicações*. [S.l.]: Edusp, 2000.
- [14] GONTIJO, R. G. *Um Estudo Numérico sobre Transferência de Calor na Camada Limite Turbulenta*. Dissertação (Mestrado) — Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, 2009.
- [15] PEREIRA, I. A. B. B. *Escoamento Turbulento em Torno de um Cilindro a Baixo Número de Reynolds: Comparação entre Modelos de Turbulência*. Dissertação (Mestrado) — Faculdade de Engenharia, Universidade do Porto, 2010.

- [16] SINGH, V. et al. Simulation of gas-solid flow and design modifications of cement plant cyclones. *International Conference on CFD in the Process Industries*, v. 50, 2006.
- [17] WANG, B. et al. Numerical study of gas-solid flow in a cyclone separator. *Applied Mathematical Modeling - Elsevier*, v. 30, 2006.
- [18] WILCOX, D. C. *Turbulence Modeling for CFD*. California, USA: DCW Industries, 1994.
- [19] BOYSAN, F. et al. *A Fundamental Mathematical Modelling Approach to Cyclone Design*. [S.l.]: University, Department of Chemical Engineering and Fuel Technology, 1982.
- [20] TALBI, K. et al. An experimental study and a numerical simulation of the turbulent flow under the vortex finder of a cyclone separator. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, v. 4, 2011.
- [21] GIDASPOW, D. *Multiphase Flow and Fluidization: Continuum and Kinetic Theory Descriptions with Applications*. [S.l.]: ACADEMIC PressINC, 1994. ISBN 9780122824708.
- [22] LEWNARD, J. J. et al. Effect of design and operating parameters on cyclone performance for circulating fluidized bed boilers. *Avidan AA*, v. 1, 1993.
- [23] HUGI, E.; REH, L. Design of cyclones with high solids entrance loads. *Chem Eng Technol*, v. 1, 1998.
- [24] MUSCHELKNAUTZ, U.; MUSCHELKNAUTZ, E. Improvements in cyclones in cfb power plants and quantitative estimations of their effects on the boilers solids inventory. *Werther J*, v. 1, 1999.